



Ricerca di Sistema elettrico

Misure di scambio termico bifase con refrigeranti a basso GWP in canali di piccolo diametro

M. Azzolin, S. Bortolin, M. Gaion, L. Moro, D. Del Col

MISURE DI SCAMBIO TERMICO BIFASE CON REFRIGERANTI A BASSO GWP IN CANALI DI PICCOLO DIAMETRO

M. Azzolin, S. Bortolin, M. Gaion, L. Moro, D. Del Col (Università degli Studi di Padova, Dipartimento di Ingegneria Industriale)

Aprile 2021

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Piano Triennale di Realizzazione 2019-2021 - II annualità

Obiettivo: Tecnologie

Progetto: Tecnologie per la penetrazione efficiente del vettore elettrico negli usi finali

Work package: Pompe di calore

Linea di attività: Attività su refrigeranti a basso GWP: Misura dei coefficienti di scambio termico e delle perdite di carico con refrigeranti a basso GWP

Responsabile del Progetto: Claudia Meloni, ENEA

Responsabile del Work package: Raniero Trinchieri, ENEA

Il presente documento descrive le attività di ricerca svolte all'interno dell'Accordo di collaborazione "*Caratterizzazione sperimentale di fluidi refrigeranti di nuova generazione*"

Responsabile scientifico ENEA: Andrea Mariani

Responsabile scientifico Dipartimento di Ingegneria Industriale, Università degli Studi di Padova: Davide Del Col

Indice

SOMMARIO.....	4
1 INTRODUZIONE.....	5
1.1 REFRIGERANTI A BASSO GWP.....	5
1.2 CONDENSAZIONE E VAPORIZZAZIONE ALL'INTERNO DI MINICANALI.....	9
2 DESCRIZIONE DELLE ATTIVITÀ SVOLTE E RISULTATI.....	11
2.1 APPARATO SPERIMENTALE.....	11
2.1.1 Sezione con diametro interno uguale a 3.38 mm per la misura del coefficiente di scambio termico.....	15
2.1.2 Sezione con diametro interno uguale a 0.96 mm per la misura del coefficiente di scambio termico.....	17
2.1.3 Sezione con diametro interno uguale a 0.96 mm per la misura delle perdite di carico.....	19
2.2 REFRIGERANTI UTILIZZATI.....	20
2.3 SOMMARIO DEI TEST SPERIMENTALI EFFETTUATI.....	22
2.4 RIDUZIONE DATI IN CONDENSAZIONE NELLA SEZIONE DA 3.38 mm.....	23
2.4.1 Analisi dell'incertezza nella sezione sperimentale da 3.38 mm.....	25
2.5 RISULTATI DEI TEST SPERIMENTALI IN CONDENSAZIONE NELLA SEZIONE DA 3.38 mm.....	27
2.6 RIDUZIONE DATI NELLE SEZIONI DA 0.96 mm.....	31
2.6.1 Test in condensazione nella sezione da 0.96 mm con fluidi puri o miscele azeotropiche.....	31
2.6.2 Test in vaporizzazione nella sezione da 0.96 mm con fluidi puri o miscele azeotropiche.....	34
2.6.3 Test in condensazione nella sezione da 0.96 mm con miscele zeotropiche.....	36
2.6.4 Test in vaporizzazione nella sezione da 0.96 mm con miscele zeotropiche.....	37
2.6.5 Misura della caduta di pressione nella sezione da 0.96 mm.....	38
2.6.6 Analisi dell'incertezza nelle sezioni sperimentali da 0.96 mm.....	39
2.7 RISULTATI DEI TEST SPERIMENTALI IN CONDENSAZIONE NELLA SEZIONE DA 0.96 mm.....	42
2.7.1 Effetto della composizione per la miscela R32/R1234ze(E) durante la condensazione.....	45
2.8 RISULTATI DEI TEST SPERIMENTALI IN VAPORIZZAZIONE NELLA SEZIONE DA 0.96 mm.....	47
2.8.1 Effetto della composizione per la miscela R32/R1234ze(E) durante la vaporizzazione.....	51
2.9 RISULTATI DEI TEST DI MISURA DELLE PERDITE DI CARICO NELLA SEZIONE DA 0.96 mm.....	53
2.9.1 Test di misura delle perdite di carico in deflusso monofase.....	53
2.9.2 Test di misura delle perdite di carico in deflusso bifase.....	54
3 CONCLUSIONI.....	56
4 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI.....	58
5 ABBREVIAZIONI ED ACRONIMI.....	62

Sommario

Nell'ambito di questo progetto sono state studiate le prestazioni durante la condensazione e la vaporizzazione di fluidi refrigeranti a basso Potenziale di Riscaldamento Globale (*Global Warming Potential*, GWP) all'interno di canali di piccolo diametro. Il presente studio sperimentale si concentra su canali di piccolo diametro perché essi costituiscono una valida soluzione per il contenimento della carica di refrigerante nelle pompe di calore. I fluidi refrigeranti studiati sono: il fluido HFO puro R1234ze(E), la miscela azeotropica R515B, la miscela quasi-azeotropica R450A e una miscela zeotropica R32/R1234ze(E) con composizione massica 0.75/0.25. I test sperimentali sono stati effettuati utilizzando un apparato sperimentale disponibile presso il Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università degli Studi di Padova. Per la misura del coefficiente di scambio termico sono stati utilizzati due differenti canali in rame orizzontali aventi un diametro interno pari rispettivamente a 3.38 mm e 0.96 mm. Le prove sperimentali per la misura del coefficiente di scambio termico in condensazione sono state condotte alla temperatura di saturazione di 40 °C. Le portate specifiche testate sono comprese tra 100 e 300 kg m⁻² s⁻¹ per il canale di diametro 3.38 mm e tra 150 e 800 kg m⁻² s⁻¹ per il canale di diametro 0.96 mm. Le prove sperimentali in vaporizzazione hanno permesso la misura del coefficiente di scambio termico nel canale di diametro 0.96 mm, alla temperatura di saturazione di 30 °C e a portate specifiche comprese tra 300 e 600 kg m⁻² s⁻¹. Infine, le perdite di carico sono state misurate durante il deflusso adiabatico all'interno di un canale di diametro interno uguale a 0.96 mm. Le misure di perdite di carico sono state condotte sia in deflusso monofase, sia in deflusso bifase alla temperatura di saturazione di 40 °C e alle portate specifiche pari a 200 e 400 kg m⁻² s⁻¹.

1 Introduzione

Il presente lavoro costituisce un rapporto tecnico all'interno dell'Accordo di Programma MiSE-ENEA sulla Ricerca di Sistema Elettrico, Piano Triennale di Realizzazione 2019-2021. La presente linea di attività si sviluppa all'interno del progetto "Tecnologie per la penetrazione efficiente del vettore elettrico negli usi finali". In particolare, la presente attività riguarda l'area di ricerca sulle pompe di calore, fondamentali per la progressiva sostituzione delle fonti fossili con il vettore elettrico al fine di raggiungere gli obiettivi al 2030 di decarbonizzazione del sistema energetico. Il presente documento descrive le attività di ricerca svolte all'interno dell'Accordo di collaborazione "Caratterizzazione sperimentale di fluidi refrigeranti di nuova generazione" e riporta gli esiti dell'attività di ricerca condotta presso il Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università degli Studi di Padova, a riguardo dello studio sperimentale di nuovi fluidi refrigeranti a basso Potenziale di Riscaldamento Globale (*Global Warming Potential*, GWP) all'interno di canali di piccolo diametro (diametro interno minore di 4 mm). Sono stati considerati diversi fluidi: R1234ze(E) (idrofluoroolefina, HFO), nonché tre sue miscele binarie, R515B (azeotropica), R450A (quasi-azeotropica) e una miscela di R32 e R1234ze(E) in composizione massica 0.75/0.25 (zeotropica). È opportuno considerare che alcuni refrigeranti a basso GWP che sempre più verranno usati in futuro, come i fluidi HFO puri o gli idrocarburi (ad esempio, il propano), presentano problematiche più o meno ragguardevoli di infiammabilità. Risulta in questo caso necessario ridurre il più possibile la carica di refrigerante contenuta nel sistema, anche mediante l'impiego di batterie alettate con minicanali. In questo lavoro, due differenti minicanali circolari lisci, aventi diametro interno pari a 3.38 mm e 0.96 mm, sono stati utilizzati per la misura dei coefficienti di scambio termico in condensazione e vaporizzazione. Le perdite di carico durante deflusso sia bifase che monofase adiabatico sono state misurate all'interno di un minicanale liscio, di diametro 0.96 mm.

1.1 Refrigeranti a basso GWP

Il settore dei fluidi refrigeranti ha conosciuto nel corso dei decenni diversi cambiamenti dovuti alla più o meno completa sostituzione dei refrigeranti fino a quel momento utilizzati con nuovi fluidi. Diversi tipi di fluidi naturali o sintetici si sono susseguiti nei settori della refrigerazione e del condizionamento dell'aria. A seguito dell'emanazione del Protocollo di Montreal [1] (riguardante la limitazione dell'impiego di sostanze che riducono lo strato di ozono in atmosfera), che ha progressivamente escluso l'utilizzo di gran parte dei fluidi sintetici come i CFC (clorofluorocarburi) e gli HCFC (idroclofluorocarburi), sono stati introdotti i refrigeranti HFC (idrofluorocarburi). Tra questi, il fluido puro R134a e due miscele di HFC quali R404A e R410A. I refrigeranti HFC non presentano nessun effetto sullo strato di ozono atmosferico, ma sono ora anch'essi in fase di graduale eliminazione a causa del loro contributo all'effetto serra di origine antropico e ai problemi legati al riscaldamento globale che ne conseguono.

Per poter valutare il contributo di un qualsiasi fluido in base al suo potenziale di riscaldamento globale è stato introdotto l'indice GWP (*Global Warming Potential*). Questo parametro è definito dall'*Intergovernmental Panel on Climate Change* (IPCC) come un indicatore che misura il contributo all'assorbimento delle radiazioni solari da parte di un gas serra in un certo arco di tempo (ad esempio, 100 anni) in rapporto all'assorbimento da parte di una uguale quantità di CO₂, che viene presa come riferimento ed alla quale viene assegnato un valore di GWP pari a 1. La Tabella 1. GWP a 100 anni per alcuni tra i principali refrigeranti HFC secondo [2]. Tabella 1 riporta il GWP a 100 anni (GWP₁₀₀) per alcuni refrigeranti HFC (tutti i valori di GWP₁₀₀ riportati nel presente documento sono definiti in accordo con [2]).

Tabella 1. GWP a 100 anni per alcuni tra i principali refrigeranti HFC secondo [2].

Refrigerante	Composizione	Categoria	GWP ₁₀₀
R134a	fluido puro	HFC	1300
R32	fluido puro	HFC	677
R125	fluido puro	HFC	3170
R404A	R125/R143a/R134a (0.44/0.52/0.04)	HFC	3922
R407C	R32/R125/R134a (32.5/15/52.5)	HFC	1774
R410A	R32/R125 (0.5/0.5)	HFC	1924

Successivamente, con il Protocollo di Kyoto [3], nel 1997, si è iniziato a prospettare delle limitazioni all’utilizzo dei gas ad effetto serra, inclusi gli HFC come R134a. Da allora, normative sempre più stringenti si sono moltiplicate. Ad oggi, i provvedimenti di riferimento a livello internazionale ed europeo sui gas fluorati sono i seguenti due: il Regolamento europeo 517/2014 [4], noto come regolamento sugli F-gas, e l’emendamento di Kigali al protocollo di Montreal [5]. Il Regolamento europeo 517/2014 stabilisce la graduale eliminazione dei fluidi HFC negli stati UE tra il 2015 e il 2030. Numerose le disposizioni previste; per quanto riguarda le nuove apparecchiature, le principali scadenze sono le seguenti:

- dal primo gennaio 2015 è bandita la vendita di nuovi refrigeratori e freezer domestici operanti con refrigeranti aventi un $GWP_{100} > 150$;
- dal primo gennaio 2020 è bandita la vendita di sistemi di refrigerazione stazionari operanti con fluidi frigoriferi aventi un $GWP_{100} > 2500$;
- dal primo gennaio 2022 saranno banditi i nuovi sistemi di refrigerazione centralizzata per uso commerciale con potenza maggiore di 40 kW e funzionanti con fluidi HFC con $GWP_{100} > 150$, ad eccezione dei gas utilizzati nel circuito primario di un sistema in cascata per cui è ammesso un $GWP_{100} > 1500$;
- dal primo gennaio 2025 saranno banditi i condizionatori mono-split con carica inferiore a 3 kg di refrigerante aventi un $GWP_{100} > 750$.

Con queste disposizioni si stima una riduzione dell’impiego di refrigeranti HFC del 79 % entro il 2030, rispetto al 2015. A livello globale, nel 2016 è stato promulgato l’emendamento di Kigali al protocollo di Montreal [5]; le parti si sono impegnate a ridurre gradualmente l’impiego di sostanze HFC del 80-85 % entro il 2049. Si prevede che la riduzione interessi fin da subito i paesi più sviluppati, mentre i paesi in via di sviluppo seguiranno a partire dal 2024-2028. Risulta dunque sempre più pressante la ricerca di fluidi a basso GWP che possano essere usati in sostituzione degli HFC nei sistemi di refrigerazione e condizionamento dell’aria. Le alternative più valide che sono state finora individuate sono principalmente sostanze naturali, ad esempio CO₂, e soprattutto composti sintetici a basso GWP come le idrofluoroolefine (HFO). Tuttavia, questi fluidi HFO non risultano essere dei sostituti ottimali per le miscele come R404A, R407C e R410A in tutte le loro applicazioni [6].

Oltre a valutazioni sul GWP, quando si prende in esame un fluido refrigerante è necessario considerare anche eventuali problematiche di sicurezza. In Tabella 2 è riportata la classificazione di sicurezza dei fluidi frigoriferi in base allo standard ASHRAE [7]; si tiene conto del livello di tossicità e di infiammabilità. Si distinguono in base alla tossicità le seguenti due classi:

- CLASSE A (assenza di tossicità): tossicità non rilevata a concentrazioni in volume inferiori a 440 ppm;

- CLASSE B (presenza di tossicità): evidenza di tossicità a concentrazioni in volume inferiori a 440 ppm.

La classificazione in base all'infiammabilità distingue invece quattro differenti classi:

- CLASSE 1 (non infiammabile): refrigeranti che non presentano propagazione di fiamma in aria a 18 °C e 101.3 kPa;
- CLASSE 2L (debole infiammabilità): refrigeranti che mostrano propagazione di fiamma quando sono portati a 60 °C e 101.3 kPa, con una concentrazione minore di 100 g/m³, un calore di combustione inferiore a 19 000 kJ/kg ed una velocità di propagazione inferiore a 10 cm/s;
- CLASSE 2 (bassa infiammabilità): refrigeranti che mostrano propagazione di fiamma in aria a 60 °C e 101.3 kPa, con un Limite Inferiore di Infiammabilità maggiore di 3.5 % ed un calore di combustione inferiore a 19 000 kJ/kg;
- CLASSE 3 (infiammabile): refrigeranti che mostrano propagazione di fiamma in aria a 60 °C e 101.3 kPa.

Combinando queste due classificazioni, si ricavano otto classi di sicurezza. I refrigeranti HFC, come R134a, rientrano generalmente in classe A1. Invece, fluidi HFO puri come R1234yf e R1234ze(E) rientrano in classe A2L, presentando una debole infiammabilità. Gli idrocarburi (come il propano R290 e l'isobutano R600a) sono in classe A3. Nell'individuare un refrigerante da impiegare, è necessario tenere conto anche di considerazioni riguardo alla sua possibile infiammabilità e tossicità.

Tabella 2. Classi di sicurezza ASHRAE dei refrigeranti [7].

infiammabilità	A3	B3
	A2	B2
	A2L	B2L
	A1	B1
tossicità		

Negli impianti e apparecchi progettati e costruiti *ex novo*, è possibile valutare le migliori soluzioni impiantistiche in grado di bilanciare le esigenze dell'utente finale con i nuovi fluidi disponibili; è il caso, ad esempio, di nuovi impianti per la refrigerazione commerciale operanti con CO₂. Nel caso, invece, di un intervento di modifica su una macchina esistente (*retrofitting*), consistente sostanzialmente nella sostituzione del fluido refrigerante ed eventualmente dell'olio lubrificante (se non compatibile con il nuovo fluido), potrebbe non essere facile individuare un nuovo fluido con, allo stesso tempo, proprietà simili, un basso GWP, una totale assenza di infiammabilità e prestazioni confrontabili. Per la sostituzione dei refrigeranti ad alto GWP attualmente utilizzati alcune alternative possono essere:

- HFO puri come R1234yf e R1234ze(E), aventi entrambi $GWP_{100} < 1$ [2];
- miscele azeotropiche come R515B (composto da R1234ze(E) e R227ea in composizione massica 0.911/0.089) e R513A (R1234yf e R134a in composizione massica 0.56/0.44);
- miscele quasi-azeotropiche come R450A (R134a/R1234ze(E) in composizione massica 0.42/0.58).

Da sottolineare che i fluidi HFO puri rientrano in classe di sicurezza A2L a causa della loro debole infiammabilità; le miscele di fluidi HFO e HFC, come quelle sopra citate, sono invece in classe A1.

Vari studi in letteratura hanno evidenziato che le prestazioni dei cicli inversi a compressione di vapore, in termini sia di coefficiente di prestazione (*coefficient of performance* o COP) che di effetto frigorifero volumetrico, possono essere significativamente inferiori operando con R1234yf e R1234ze(E) al posto di R134a [8,9]. Una valida soluzione a questo problema è rappresentata dalle miscele di HFO e HFC, le quali permettono di compensare le caratteristiche negative proprie dei singoli componenti (ad esempio, elevato GWP per i fluidi HFC, proprietà termodinamiche non sempre adeguate e problemi di infiammabilità per gli HFO) e talvolta garantire, anche, un migliore accoppiamento dei profili di temperatura tra refrigerante e fluido secondario negli scambiatori di calore [10].

Inoltre, bisogna considerare che non per tutti i refrigeranti HFC attualmente impiegati (tipo R404A, R407C, R410A) possono essere abbastanza facilmente individuati dei sostituti. Tra i fluidi puri alternativi, gli idrocarburi sono limitati dalla loro elevata infiammabilità, mentre la CO₂ non è idonea ad essere usata nei sistemi di condizionamento dell'aria in quanto non in grado ancora di garantire un'efficienza simile a quella dei refrigeranti sintetici. Per quanto riguarda, poi, HFO puri, è dimostrato che R1234yf e R1234ze(E) non rappresentano dei validi sostituti a causa delle loro inadeguate prestazioni, come hanno evidenziato Kondou et al. [11] e Yang et al. [12] prendendo in considerazione la sostituzione di R410A. Ad oggi, la soluzione più studiata è l'impiego di miscele binarie, ternarie o, più raramente, quaternarie, in genere zeotropiche, contenenti fluidi HFC, come R32, e un fluido HFO, ad esempio R1234yf o R1234ze(E). La sostituzione di R404A con le miscele ternarie non-azeotropiche a basso GWP R454C e R455A è stata analizzata da Mota-Babiloni et al. [13]. L'impiego di R452B e R454B è stato sperimentato in una pompa di calore "rooftop" operante originariamente con R410A; l'analisi di Schultz et al. [14] ha evidenziato come queste miscele rappresentino una valida alternativa, mostrando anche prestazioni più elevate durante il funzionamento con elevata temperatura ambiente.

Ad oggi, alcuni studi in letteratura hanno analizzato lo scambio termico in condensazione e vaporizzazione e le perdite di carico di miscele a basso GWP, in particolare miscele binarie formate da un componente HFO e un fluido HFC. In Jacob et al. [15] è stato effettuato uno studio sperimentale del coefficiente di scambio termico di R450A, una miscela quasi-azeotropica di R134a e R1234ze(E) in composizione massica 0.42/0.58, durante la condensazione all'interno di un canale orizzontale di diametro pari a 4.7 mm. Le portate specifiche erano comprese tra 100 e 550 kg m⁻² s⁻¹, la temperatura di saturazione tra 45 °C e 55 °C. Per la misura della temperatura di parete, gli autori hanno utilizzato dei sensori del tipo *distributed temperature sensing* a fibra ottica, installati nella camera anulare dello scambiatore di calore tubo-in-tubo costituente la sezione sperimentale. Viene riportato che i coefficienti di scambio termico di R450A risultano inferiori del 5 % mediamente a quelli di R134a. Diversi lavori in letteratura riguardano le miscele di R32 e R1234ze(E). La vaporizzazione di due miscele R32/R1234ze(E) a due diverse composizioni massiche (0.2/0.8 e 0.5/0.5) è stata studiata in Kondou et al. [16], all'interno di un canale orizzontale microaletato di diametro interno pari a 5.21 mm. I test sperimentali sono stati svolti a temperatura di saturazione media pari a 10 °C, flussi termici compresi tra 10 e 15 kW m⁻² e portate specifiche tra 150 e 400 kg m⁻² s⁻¹. È stata rilevata una significativa riduzione del coefficiente di scambio termico della miscela rispetto ai suoi componenti puri. Prove sperimentali in condensazione con una miscela zeotropica R32/R1234ze(E) con composizione massica 0.25/0.75 sono presentate in Deng et al. [17]. Il canale impiegato aveva un diametro interno di 8 mm; la portata specifica era compresa tra 100 e 600 kg m⁻² s⁻¹; la temperatura di bolla era pari a 22.8 °C, quella di rugiada pari a 34.3 °C. Gli autori hanno mostrato che il coefficiente di scambio termico aumenta con la portata e il titolo di vapore. La condensazione di due miscele zeotropiche di R32 e R1234yf, aventi composizione massica di 0.48/0.52 e 0.23/0.77 rispettivamente, è stata studiata da Wang et al. [18] all'interno di un tubo di diametro 4 mm, con portate specifiche tra 100 e 300 kg m⁻² s⁻¹.

Per quanto riguarda le miscele ternarie, è da sottolineare che spesso si tratta di miscele non-azeotropiche; i glide di temperatura possono essere più o meno elevati. Vari lavori in letteratura hanno indicato come elevati glide comportano un peggioramento dello scambio termico [23,24]. Ad esempio, il processo di condensazione di una miscela zeotropica non è isoterma e la temperatura varia tra quella di rugiada e quella di bolla. Durante il processo di condensazione inoltre, la composizione di entrambi le fasi cambia e la concentrazione locale del componente più volatile aumenta nella fase vapore. Questo processo crea un

gradiente di concentrazione tra l'interfaccia liquido-vapore e il flusso di vapore; un gradiente di concentrazione simile è presente nel film liquido. Con il procedere della condensazione, entrambi i componenti della miscela devono diffondere nella fase vapore e in quella liquida: questo fenomeno introduce un'ulteriore resistenza che può essere considerata come una resistenza termica aggiuntiva. In Kondou et al. [19] sono stati misurati il coefficiente di scambio termico e le perdite di carico durante la condensazione e la vaporizzazione di miscela R744/R32/R1234ze(E) all'interno di un tubo orizzontale microaletato di diametro interno pari a 5.35 mm. Due differenti composizioni massiche sono state testate, pari a 0.09/0.29/0.62 e 0.04/0.43/0.53, ad una temperatura di saturazione media di 40 °C, alla portata specifica di 200 kg m⁻² s⁻¹ e flusso termico pari a 10 kg m⁻². Le due miscele presentavano un glide di temperatura pari rispettivamente a 18 K e 11 K. I risultati hanno mostrato che il coefficiente di scambio termico in condensazione e vaporizzazione risulta più elevato nella miscela con composizione 0.09/0.29/0.62 rispetto alla composizione 0.04/0.43/0.53, indicando un effetto del glide di temperatura. Azzolin et al [20] e Berto et al. [21] presentano i risultati di uno studio della condensazione, della vaporizzazione e delle perdite di carico di due miscele ternarie, R455A (R32/R1234yf/R744 con composizione massica 0.215/0.755/0.03) e R452B (R32/R1234yf/R125 con composizione massica 0.67/0.26/0.07), all'interno di due canali di diametro 8 mm e 0.96 mm. La temperatura di saturazione media è stata fissata pari a 40 °C durante le prove in condensazione e per la misura delle perdite di carico, e pari a 11 °C durante le prove in vaporizzazione. È risultato che la miscela R452B presenta dei coefficienti di scambio termico, sia in condensazione che in vaporizzazione, più elevati rispetto a R455A per tutte le condizioni testate; R455A risulta penalizzato sia dalle sue proprietà termodinamiche (minore conducibilità termica del liquido e pressione ridotta più bassa), sia dalla resistenza termica aggiuntiva per il trasporto di massa, dovuta alla presenza di un maggiore glide di temperatura rispetto R452B (11 K contro 1 K). La miscela R452A (R32/R125/R1234yf, composizione massica 0.11/0.59/0.30) è stata studiata in Mastrullo et al. [22], in un canale orizzontale con diametro interno pari a 6 mm. I coefficienti di scambio termico in vaporizzazione sono stati misurati a differenti portate specifiche (150-600 kg m⁻² s⁻¹) e temperature di bolla (23-55 °C). Confrontando i risultati con quelli ottenuti con R404A (di cui R452A si propone come sostituto), si osserva una netta penalizzazione del coefficiente di scambio, dovuta al glide di temperatura.

1.2 Condensazione e vaporizzazione all'interno di minicanali

È attualmente in atto una tendenza a ridurre il diametro dei canali utilizzati negli scambiatori di calore [25,26]. Per gli scambiatori di calore a batteria alettata, per esempio, vengono oggi impiegati tubi di diametro mediamente 5 mm (in passato, 7-8 mm). Sempre più, poi, si fa ricorso a minicanali (canali con diametro interno $D_i < 3$ mm). Minicanali di diametro 1-2 mm sono una soluzione comune nei sistemi di condizionamento dell'aria per le automobili; essi vengono sempre più utilizzati anche in condensatori a batterie alettate per chiller. Per quanto riguarda l'utilizzo di evaporatori a minicanali, questa soluzione trova oggi applicazione limitatamente al settore del raffreddamento di componenti elettronici (con elevati flussi termici specifici da scambiare). Invece, il loro impiego in evaporatori aria-refrigerante per pompe di calore è ostacolato da due fattori: problemi di maldistribuzione del refrigerante tra i minicanali e formazione di ghiaccio lato aria.

In generale, l'impiego di minicanali presenta tre grossi vantaggi rispetto ai canali convenzionali:

- possibilità di ridurre la carica di refrigerante;
- possibilità di costruire scambiatori più compatti;
- possibilità di conseguire coefficienti di scambio termico più elevati, sia in condensazione che in vaporizzazione.

A questi aspetti vanno aggiunti i vantaggi lato aria, in primis le più basse perdite di carico.

Con riferimento al primo punto, esso risulta di considerevole rilievo soprattutto nel caso di utilizzo di fluidi refrigeranti presentanti una qualche problematica di sicurezza (ovvero non classificati come A1). Come si è

visto in precedenza, è il caso di tutti i fluidi HFO puri, che saranno sempre più utilizzati in futuro ma che rientrano in classe A2L, nonché di altre sostanze infiammabili come gli idrocarburi (generalmente in classe A3, vista la loro elevata infiammabilità) o addirittura tossiche, come l'ammoniaca. Per quanto riguarda l'aspetto termodinamico, i maggiori flussi termici specifici e coefficienti di scambio termico che i canali di piccolo diametro consentono di ottenere, rispetto ai canali convenzionali, sono già da tempo evidenziati in letteratura [27, 28]. I processi di cambiamento di fase che avvengono nei minicanali e microcanali differiscono da quelli nei canali convenzionali a causa della diversa influenza di parametri quali la gravità, lo sforzo di taglio del vapore e la tensione superficiale. La riduzione del diametro del canale favorisce il deflusso turbolento e il manifestarsi del regime anulare a portate sempre più basse; l'assenza di stratificazione all'interno del condotto comporta una drastica riduzione della resistenza termica, a beneficio dei flussi termici scambiati.

Vari studi in letteratura presentano un confronto tra lo scambio termico bifase in minicanali e in canali convenzionali. Nel già citato studio presentato da Azzolin et al. [20], si sono confrontati i coefficienti di scambio termico in condensazione di due miscele, R455A e R452B, in due diversi canali: un canale convenzionale ($D_i = 8$ mm) e un minicanale ($D_i = 0.96$ mm). Le portate specifiche testate erano comprese tra 100 e 600 $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$; la temperatura di saturazione media era fissata a 40 °C. Alle stesse condizioni operative, il coefficiente misurato nel minicanale risultava sempre superiore; quest'effetto era più evidente alle portate più elevate. Un altro studio della condensazione in un minicanale è presentato da Li et al. [29]; i coefficienti di scambio termico della miscela R447A (R32/R1234ze(E)/R125 con composizione massica 0.680/0.035/0.285) sono stati misurati all'interno di un canale *multi-port* di diametro 0.86 mm. Uno studio presentato da Del Col et al. [30] mostra i risultati di un'analisi sperimentale del coefficiente di scambio termico e delle perdite di carico durante la condensazione del fluido R1234ze(E) all'interno di un minicanale circolare con $D_i = 0.96$ mm. È stata, poi, svolta un'analisi comparativa tra i refrigeranti R134a, R32, R1234yf e R1234ze(E), utilizzando come *performance evaluation criteria* (PEC) i parametri *Penalty Factor* (PF) e *Total Temperature Penalization* (TTP), come riportato da Cavallini et al. [31]. I risultati mostrano chiaramente come R32 presenti delle prestazioni decisamente più elevate degli altri fluidi presi in esame. Anche in Del Col et al. [32] è stata effettuata una misura del coefficiente di scambio termico in condensazione e delle perdite di carico bifase all'interno di un canale di diametro interno 0.96 mm, utilizzando miscele non-azeotropiche R32/R1234ze(E) a diverse concentrazioni dei componenti. Altri studi prendono in esame la vaporizzazione. In Li et al. [33] hanno analizzato i coefficienti di scambio termico misurati durante la vaporizzazione di due miscele R1234yf/R32 (composizione massica rispettivamente 0.8/0.2 e 0.5/0.5) all'interno di un minicanale di diametro interno pari 2 mm. La temperatura di saturazione era fissata pari a 15 °C a titolo di vapore 0.5; il flusso termico variava tra 6 e 24 kW m^{-2} e la portata specifica era compresa tra 100 e 400 $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$. Gli autori hanno poi confrontato questi coefficienti con quelli misurati alle stesse condizioni operative con i due componenti puri, rilevando che la miscela con composizione 0.8/0.2 presentava dei coefficienti di scambio termico inferiori a quelli di R1234yf. La misura del coefficiente di scambio termico in vaporizzazione di una miscela zeotropica R32/R1234ze(E) (composizione massica 0.5/0.5) è stata effettuata da Azzolin et al. [34]. La pressione era pari a 14 bar, corrispondente ad una temperatura di bolla di 26.2 °C. In et al. [35] hanno studiato la vaporizzazione della miscela non-azeotropica R123/R134a all'interno di un canale di diametro interno pari a 0.19 mm; tre differenti composizioni sono state analizzate (composizione massica di R123 pari a 0.250, 0.502 e 0.746), a diverse portate di massa (314-470 $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$) e flussi termici (10-20 kW m^{-2}). Uno studio sul coefficiente di scambio termico misurato all'interno di un minicanale avente sezione quadrata e diametro idraulico pari a 1.23 mm è presentato in Bortolin et al. [36]; i refrigeranti utilizzati erano R1234ze(E) e R1234yf. Le portate di massa erano comprese tra 200 e 500 $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$, i flussi termici tra 20 e 170 kW m^{-2} .

2 Descrizione delle attività svolte e risultati

Il presente progetto prevede un'attività sperimentale di studio della condensazione e della vaporizzazione di fluidi refrigeranti all'interno di canali di piccolo diametro, durante il deflusso orizzontale. L'analisi sperimentale avrà lo scopo di misurare i coefficienti di scambio termico in condensazione e vaporizzazione e le perdite di carico dei diversi refrigeranti in esame a differenti portate. Per lo svolgimento di questa attività è stato impiegato l'apparato sperimentale descritto in seguito.

2.1 Apparato sperimentale

L'apparato sperimentale utilizzato per lo svolgimento dei test descritti nel presente lavoro è stato progettato per lo studio sperimentale della condensazione e della vaporizzazione e la misura delle perdite di pressione di fluidi refrigeranti (Figura 1) all'interno di canali di piccolo diametro. Esso consiste in un circuito principale in cui scorre il refrigerante e da tre circuiti ausiliari che utilizzano acqua, come schematizzato in Figura 2. Il circuito del refrigerante è un circuito senza olio che comprende le tre sezioni sperimentali, due delle quali (di diametro interno pari a 3.38 mm e 0.96 mm) utilizzate per la misura del coefficiente di scambio termico, l'altra (diametro interno 0.96 mm) per la misura delle perdite di carico durante il deflusso adiabatico. L'assenza di olio lubrificante nel circuito presenta tre vantaggi principali:

- assenza di problematiche riguardanti la gestione dell'olio (es. periodica necessità della sua sostituzione, anche per incompatibilità con un dato refrigerante);
- assenza di un separatore dell'olio nel circuito;
- garanzia che negli scambiatori di calore non sia presente qualche molecola di olio intrappolata nel refrigerante. Questo fatto comporterebbe un deterioramento dello scambio termico a causa dell'introduzione di una resistenza termica aggiuntiva; in particolare nelle sezioni sperimentali la misura del coefficiente di scambio termico risulterebbe alterata.



Figura 1. L'impianto sperimentale utilizzato.

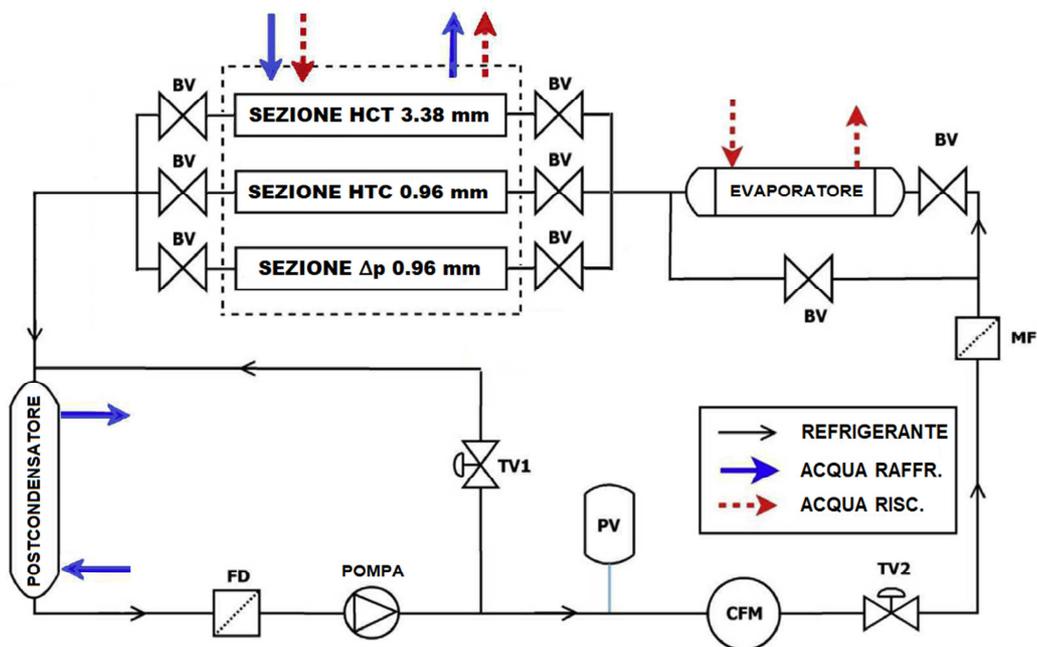


Figura 2. Schema dell'apparato sperimentale: FD filtro disidratatore, PV vaso di espansione, TV1/TV2 valvole di laminazione, MF filtro meccanico, BV valvola a sfera, CFM misuratore di portata a effetto Coriolis.

Il volume interno del circuito primario può essere variato tramite un vaso di espansione a membrana riempito con azoto, che permette così di variare la pressione operativa. I tre circuiti ausiliari ad acqua sono accoppiati al circuito primario tramite scambiatori di calore tubo-in-tubo in controcorrente; sono tra loro indipendenti e permettono di regolare la portata e la temperatura dell'acqua. Questi tre circuiti sono i seguenti:

- circuito dell'acqua nella sezione di misura dedicato al controllo dello scambio termico;
- circuito dell'acqua calda che alimenta un apposito scambiatore tubo-in-tubo situato a monte della sezione di misura con la funzione di evaporare il refrigerante durante le prove in condensazione;
- circuito dell'acqua fredda che alimenta uno scambiatore detto post-condensatore, situato a valle della sezione di misura, avente lo scopo di sottoraffreddare il refrigerante.

Durante lo svolgimento dei test sperimentali, il refrigerante sottoraffreddato all'uscita dal post-condensatore è fatto transitare attraverso un filtro disidratatore allo scopo di trattenere l'eventuale presenza di umidità disciolta nel fluido. Viene quindi aspirato da una pompa ad ingranaggi accoppiata ad un motore elettrico con velocità di rotazione variabile (Figura 3). Il motore e la pompa sono connessi tra loro attraverso un giunto magnetico, con assenza quindi di guarnizione tra le parti in movimento, oltre che di olio lubrificante. All'uscita dalla pompa il refrigerante fluisce attraverso un misuratore di portata ad effetto Coriolis e quindi, dopo aver attraversato una valvola di laminazione, raggiunge un filtro meccanico che trattiene eventuali impurezze presenti nel fluido. Durante i test in condensazione, il refrigerante, prima di entrare nella sezione di misura, è completamente vaporizzato all'interno dell'evaporatore, scambiando calore con l'acqua riscaldata dalle resistenze elettriche; nel caso di test in vaporizzazione, invece, questo scambiatore viene utilizzato solo per riscaldare minimamente il refrigerante in modo da evitare che esso entri in sezione di misura con un sottoraffreddamento eccessivo. All'uscita dalla sezione di misura, il fluido scorre attraverso il post-condensatore, condensando completamente e sottoraffreddando.



Figura 3. La pompa del refrigerante.

Per lo svolgimento dei test sperimentali previsti nel presente progetto, è stato installato un nuovo misuratore di portata ad effetto Coriolis "Endress+Hauser" (Figura 4

Figura 4). Rispetto al misuratore già installato nell'impianto, questo nuovo strumento consente di effettuare una misura della portata di refrigerante in un intervallo più ampio di portate, da 4 a 20 kg/h, con ridotte perdite di carico nel misuratore stesso e con un'ottima accuratezza di misurazione; per portate inferiori a 4 kg/h la misura continua ad essere effettuata con il misuratore già precedentemente installato.



Figura 4. Il nuovo misuratore di portata del refrigerante installato nell'impianto sperimentale.



Figura 5. I due bagni termostatici: a sinistra il bagno "Lauda"; a destra il bagno "ThermoHaake".

Il circuito ad acqua che alimenta le sezioni sperimentali utilizza un bagno termostatico "Lauda" (Figura 5) per regolare la temperatura dell'acqua e mantenerla costante entro ± 0.01 °C. Durante lo svolgimento dei test in condensazione o vaporizzazione in una delle due sezioni da 3.38 mm o 0.96 mm, si distinguono più precisamente due differenti circuiti dell'acqua in sezione, alimentati dallo stesso bagno termostatico "Lauda"; per poter disaccoppiare la temperatura nei due circuiti, sono inserite a valle del bagno delle resistenze elettriche per aumentare la temperatura dell'acqua in uno dei due circuiti. Le portate d'acqua sono misurate da due misuratori ad effetto Coriolis e sono regolabili manualmente mediante valvole a spillo. Variando la temperatura del bagno, la potenza delle resistenze elettriche e il grado di apertura delle

valvole a spillo, è possibile controllare lo scambio termico con il refrigerante all'interno della sezione di misura. Il circuito dell'acqua dell'evaporatore è alimentato invece da un serbatoio nel quale sono collocate quattro resistenze elettriche di 1.5 kW di potenza ciascuna; tre di queste sono di tipo on-off, mentre la quarta è modulabile e viene gestita tramite un controllore PID (Proporzionale-Integrativo-Derivativo). Un bagno termostatico "ThermoHaake" (Figura 5), mantenuto a temperatura costante di 8 ± 0.05 °C, alimenta infine il circuito dell'acqua del post-condensatore, allo scopo di mantenere un adeguato sottoraffreddamento del refrigerante all'aspirazione della pompa.

2.1.1 Sezione con diametro interno uguale a 3.38 mm per la misura del coefficiente di scambio termico

La sezione di misura è costituita da un minicanale circolare in rame avente diametro interno $D_i = 3.38$ mm, disposto orizzontalmente (Figura 6). Essa risulta composta da due macro-sezioni che costituiscono due scambiatori di calore tubo-in-tubo. Il refrigerante scorre all'interno del tubo in rame, l'acqua scorre all'esterno in controcorrente. Tra questi due scambiatori è interposto un tratto di tubo di vetro borosilicato, avente diametro interno uguale ai tratti in rame e lunghezza pari a 90 mm, che permette la visualizzazione del regime di deflusso bifase (Figura 7). Lo schema costruttivo di questa sezione sperimentale è raffigurato nella Figura 8.

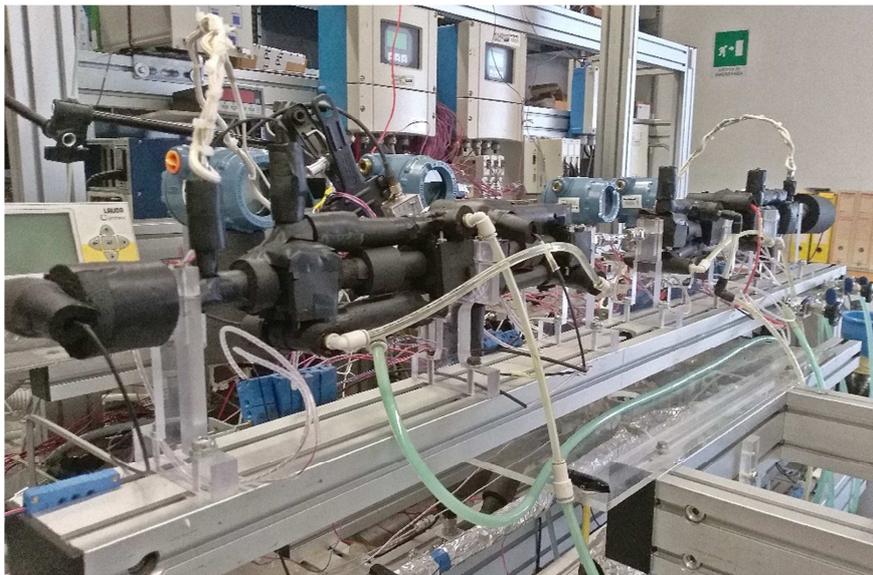


Figura 6. Immagine della sezione sperimentale da 3.38 mm installata nell'apparato sperimentale.



Figura 7. Il tubo in vetro borosilicato inserito nella sezione da 3.38 mm.

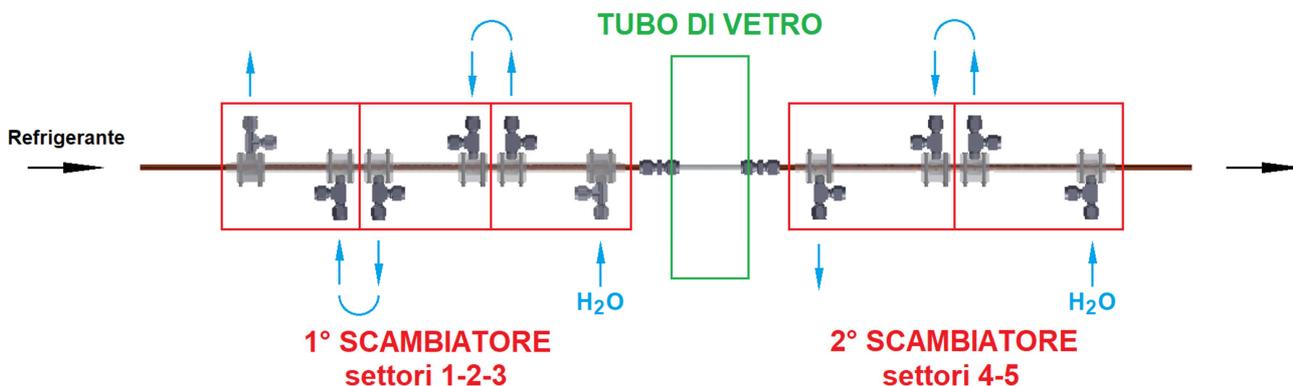


Figura 8. Schema della sezione sperimentale da 3.38 mm.

La prima macro-sezione è suddivisa in tre settori (numerati 1°-2°-3°) aventi ciascuno una lunghezza di scambio termico di 100 mm; l’acqua entra nel 3° settore e poi in successione negli altri due. La seconda macro-sezione si suddivide in due settori (4°-5°) aventi una lunghezza di scambio termico di 128 mm ciascuno; l’acqua entra prima nel 5° settore e poi nel 4°. La Figura 9 riporta un’immagine di un settore, realizzata durante la costruzione della sezione sperimentale. Si nota che esso è composto da un tratto centrale, costituente lo scambiatore tubo-in-tubo, e da due parti laterali di forma cubica, dette distributori. Le pareti esterne dei distributori e del tratto centrale cilindrico sono realizzate in Lexan, un policarbonato con buone proprietà meccaniche che trova per esempio applicazione in vetri per aerei, visiere per caschi e carrozzerie per automobili. L’acqua in ingresso nel settore passa dapprima attraverso un miscelatore elicoidale che ne uniforma la temperatura e poi arriva nel primo distributore; da qui viene inviata nella camera anulare dove scambia calore in controcorrente con il refrigerante e infine viene raccolta nel secondo distributore. Per ogni distributore, dopo i miscelatori, è collocata una termocoppia per la misura della temperatura dell’acqua, rispettivamente all’ingresso e all’uscita dal settore. Inoltre, negli stessi punti sono collocate le estremità di una termopila a 3 giunzioni, per misurare la differenza di temperatura ingresso-uscita ΔT_{acqua} in maniera ridondante. Tutte le termocoppie e termopile impiegate sono di tipo T (rame-costantana) e sono state opportunamente calibrate prima dello svolgimento dei test sperimentali descritti in questo lavoro.

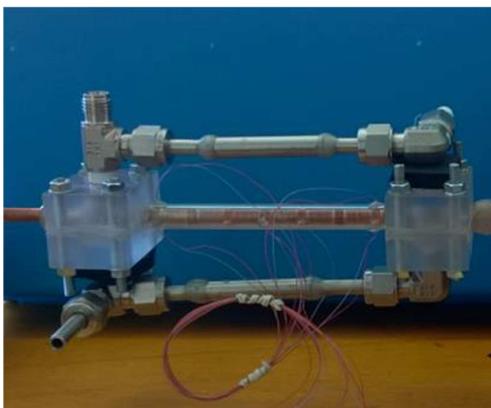


Figura 9. Immagine di un settore della sezione da 3.38 mm.

Il canale di rame, all'interno del quale scorre il fluido refrigerante, presenta una parete interna liscia (rugosità media $Ra = 0.18 \mu\text{m}$, definita in accordo con [37]), mentre la superficie esterna è alettata. Tale geometria permette una riduzione della resistenza termica lato acqua e al contempo consente il posizionamento delle termocoppie di parete. Queste ultime (sempre di tipo T) sono utilizzate per misurare la temperatura della parete interna, a contatto con il refrigerante. Per ogni settore sono state disposte 6 termocoppie all'interno di fori del diametro di 0.6 mm e distanti 0.5 mm dalla superficie interna. La disposizione è a coppie, all'ingresso, al centro e all'uscita del tratto di scambio termico del settore; le termocoppie che compongono ogni coppia sono disposte in posizioni diametralmente opposte (Figura 10). In totale, quindi, sono installate 30 termocoppie di parete. Questa sezione sperimentale consente di misurare un coefficiente di scambio termico quasi-locale in ognuno dei cinque settori.

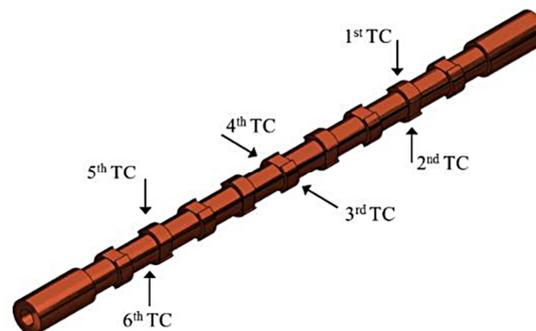


Figura 10. Raffigurazione della disposizione delle termocoppie di parete per ciascun settore della sezione da 3.38 mm.

Ulteriori due termocoppie sono presenti all'ingresso e all'uscita della sezione a diretto contatto con il fluido refrigerante. Oltre alle misure di temperatura, sono effettuate delle misure di pressione. La pressione del fluido all'ingresso della sezione sperimentale (p_{in}) è rilevata tramite un trasduttore di pressione relativa "Rousemount". Viene misurata inoltre la differenza di pressione Δp tra l'ingresso e l'uscita della sezione tramite due misuratori differenziali "Rousemount" aventi un campo di misura differente: il primo rileva Δp fino a 10 mbar, il secondo Δp compresi tra 10 mbar e 1 bar. La pressione relativa all'uscita (p_{out}) è ricavata indirettamente: $p_{out} = p_{in} - \Delta p$.

2.1.2 Sezione con diametro interno uguale a 0.96 mm per la misura del coefficiente di scambio termico

Questa sezione sperimentale consente la misura del coefficiente di scambio termico locale in condensazione e vaporizzazione. Essa è costituita da un tubo circolare in rame, avente diametro interno $D_i = 0.96 \text{ mm}$ e orientazione orizzontale. La parete interna presenta una rugosità superficiale $Ra = 1.3 \mu\text{m}$; questo valore rappresenta un risultato medio ottenuto, in accordo con [37], tramite la misura sperimentale in diversi punti effettuata con lo strumento digitale di misura della rugosità superficiale "ZEISS TSK Surfcom 1400A". La sezione sperimentale si compone di due macro-sezioni, definite pre-sezione (avente una lunghezza di 50 mm) e sezione di misura (lunghezza pari a 230 mm). Ciascuna di queste due macro-sezioni consiste in uno scambiatore di calore; il fluido refrigerante fluisce all'interno del canale

mentre all'esterno scorre, in controcorrente, l'acqua proveniente dai due circuiti alimentati dal bagno termostatico "Lauda". Tra le due macro-sezioni è interposto un tubo in acciaio inossidabile, avente un diametro interno di 0.762 mm, una lunghezza di 31 mm ed una rugosità media $Ra = 2 \mu\text{m}$. Un tratto simile è posto immediatamente a valle della sezione di misura e in ingresso alla pre-sezione. Le finalità di questi tratti in acciaio sono:

- assicurare un'adeguata separazione termica della sezione di misura rispetto alla pre-sezione e al resto dell'impianto;
- permettere il posizionamento delle prese di pressione;
- fornire tratti adiabatici dove poter misurare temperatura e pressione in condizioni di saturazione al fine di effettuare dei test di accordo pressione-temperatura.

Entrambe le macro-sezioni presentano la stessa tipologia di geometria lato acqua, raffigurata nello schema semplificato in Figura 11. Questa configurazione della superficie esterna del tubo di rame è stata opportunamente studiata in modo tale da garantire elevati coefficienti di scambio termico lato fluido di scambio, anche alle basse portate. La drastica riduzione della resistenza termica lato acqua si realizza sia con l'incremento dell'area esterna di scambio termico, sia attraverso il continuo cambio di direzione del deflusso che induce una buona miscelazione dell'acqua e favorisce la turbolenza, ostacolando così l'insorgenza dello strato limite. L'involucro esterno del circuito dell'acqua è stato ottenuto attraverso la deposizione di una resina ed è isolato termicamente verso l'ambiente esterno.

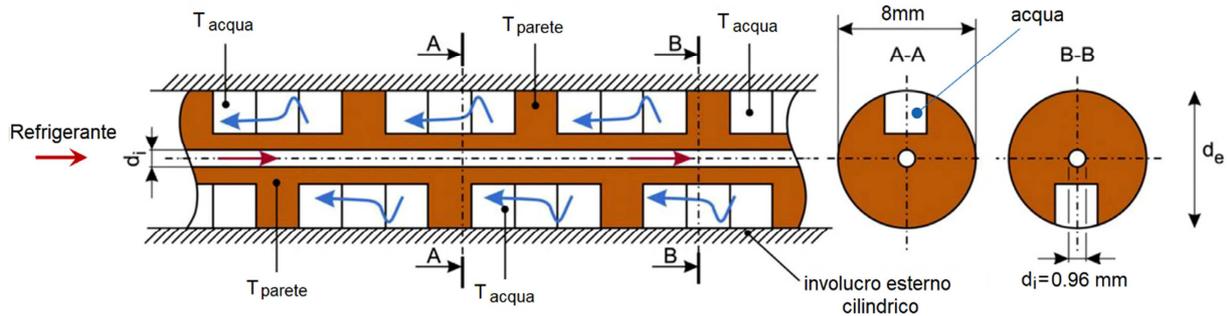


Figura 11. Schema costruttivo della sezione sperimentale da 0.96 mm.

La pre-sezione è utilizzata per fissare le condizioni termodinamiche del fluido refrigerante in ingresso alla sezione di misura, la quale è dedicata allo studio dei coefficienti di scambio termico locali. Nella sezione di misura, sono installate le seguenti termocoppie di tipo T (rame-costantana):

- 15 termocoppie posizionate nelle cavità dove fluisce l'acqua, mediante le quali è possibile ricostruire il profilo di temperatura dell'acqua e ricavare quindi il flusso termico;
- 13 termocoppie inserite nella parete del tubo di rame, in fori circolari di diametro pari a 0.6 mm, ad una distanza di 0.5 mm dalla superficie interna del canale (Figura 12).

La scelta del numero di termocoppie è stata valutata cercando un giusto compromesso tra un'ottenimento di un adeguato profilo di temperatura e la fattibilità di realizzazione. Un'analisi numerica è stata condotta per verificare il profilo di temperatura nel rame al fine di valutare l'eventuale necessità di fornire una correzione dovuta alla distanza tra la termocoppia di parete e la parete interna del canale [27]. Quest'analisi, condotta con il software commerciale CFD "Fluent", ha dimostrato che sussiste una relazione di dipendenza tra la temperatura misurata dalla termocoppia e la temperatura effettiva della parete

interna. In Figura 12 è rappresentato un esempio di prova analizzata; la differenza di temperatura tra superficie interna e posizione della termocoppia risulta di 0.2 °C, mentre la differenza tra temperatura di saturazione del refrigerante e temperatura del fluido secondario è di 13 °C. Risulta quindi un errore dell'ordine di 1.6 % dovuto alla distanza di 0.5 mm tra la posizione della termocoppia e la parete interna. È stato dunque definito un fattore correttivo del valore misurato dalle termocoppie di parete, per tenere conto della resistenza termica conduttiva attraverso lo spessore di rame.

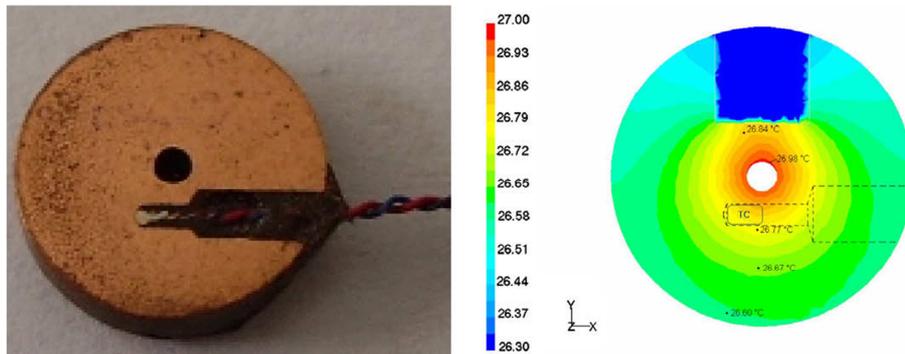


Figura 12. A sinistra: immagine ingrandita della sezione trasversale del tubo di rame in corrispondenza di uno dei fori per l’inserimento delle termocoppie di parete. A destra: risultato di una simulazione sulla distribuzione di temperatura all’interno dello spessore del tubo di rame[27].

Nei tre tratti di tubo posti immediatamente a monte e a valle della pre-sezione e a valle della sezione di misura, sono collocate delle termocoppie per la misura della temperatura del fluido refrigerante. Negli stessi punti sono effettuate delle misure di pressione: la pressione all’ingresso della pre-sezione e tra le due macro-sezioni è misurata da due trasduttori di pressione relativa “Rousemount”, mentre due misuratori di pressione differenziale “Rousemount” (aventi campo di misura rispettivamente 0-10 mbar e 10 mbar-1 bar) rilevano la caduta di pressione nella sezione di misura, permettendo di ricavare indirettamente anche la pressione all’uscita.

In sintesi, una sezione sperimentale così costruita per lo studio della condensazione e vaporizzazione in un minicanale presenta dei vantaggi che possono essere riassunti nel modo seguente:

- permette una misura accurata del flusso termico scambiato tra l’acqua e il refrigerante anche alle basse portate;
- garantisce un’ottima precisione nella valutazione dei coefficienti di scambio termico in condensazione e vaporizzazione grazie all’elevato rapporto tra le aree di scambio termico;
- consente l’inserimento delle termocoppie di parete senza passare attraverso il deflusso del fluido secondario, minimizzando l’errore dovuto alla conduzione attraverso i fili della termocoppia stessa.

2.1.3 Sezione con diametro interno uguale a 0.96 mm per la misura delle perdite di carico

La seguente sezione è stata progettata per la misura delle perdite di carico durante il deflusso adiabatico di fluidi refrigeranti all’interno di un minicanale liscio con diametro interno $D_i = 0.96$ mm e orientazione orizzontale. La rugosità superficiale della parete interna, definita in accordo con [37], risulta $Ra = 1.3$ μm. Possono essere analizzati deflussi sia bifase che monofase. Si distinguono due macro-sezioni: la prima,

detta pre-sezione, è utilizzata per fissare le condizioni termodinamiche del refrigerante in ingresso alla sezione di misura, posta immediatamente a valle, all'interno della quale è effettuata la rilevazione delle perdite di carico del fluido refrigerante.

La pre-sezione è uno scambiatore di calore tubo-in-tubo, con acqua che scorre nella camera anulare in controcorrente rispetto al refrigerante. Una termocoppia rileva la temperatura dell'acqua all'uscita, mentre una termopila rame-costantina a 3 giunzioni permette di misurare la differenza di temperatura del fluido secondario tra ingresso e uscita e determinare in conseguenza il flusso termico scambiato; le sue estremità sono immerse a valle dei due miscelatori. Immediatamente a monte di questa sezione, è effettuata una misura della temperatura e della pressione del refrigerante in ingresso. Durante i test per la misura delle perdite di carico in deflusso bifase, il refrigerante entra nella pre-sezione come vapore surriscaldato o liquido sottoraffreddato e qui viene rispettivamente condensato o vaporizzato, fino ad un determinato titolo di vapore all'ingresso della sezione di misura, il quale viene ricavato con un bilancio termico in pre-sezione.

La sezione di misura è realizzata con lo stesso minicanale in rame utilizzato per la sezione da 0.96 mm per lo studio del coefficiente di scambio termico ed è connessa alla pre-sezione (a monte) e all'impianto (a valle) tramite due tubi in acciaio inossidabile aventi diametro interno pari a 0.762 mm. La presenza di questi due tratti capillari assicura un'adeguata separazione termica della sezione di misura rispetto alla pre-sezione e al resto dell'impianto. Sulla sezione di misura sono presenti due prese di pressione, saldate direttamente sul canale in rame e distanti 220 mm, che permettono la misura della caduta di pressione tramite i due trasduttori di pressione differenziale "Rousemount"; è inoltre rilevata la pressione relativa all'ingresso. Un adeguato isolamento termico è presente su tutta la sezione sperimentale al fine di minimizzare gli scambi termici con l'ambiente. Il deflusso del refrigerante nella sezione di misura è adiabatico.

2.2 Refrigeranti utilizzati

Nel presente lavoro è stato studiato lo scambio termico in condensazione e vaporizzazione dei seguenti refrigeranti: il fluido HFO puro R1234ze(E) e le tre miscele HFO/HFC R515B, R450A e una miscela binaria R32/R1234ze(E) in composizione massica 0.75/0.25 (Tabella 3).

Tabella 3. Fluidi refrigeranti utilizzati nei test sperimentali.

Refrigerante (composizione)	Tipologia	Classe ASHRAE [7]	GWP ₁₀₀ [2]	Glide
R1234ze(E)	HFO	A2L	<1	0
R515B (R1234ze(E)/R227ea, 0.911/0.089)	HFC/HFO	A1	299	0
R450A (R134a/R1234ze(E), 0.42/0.58)	HFC/HFO	A1	547	0.63 K (a 9 bar)
R32/R1234ze(E) (0.75/0.25)	HFC/HFO		507	3.05 K (a 22 bar)

Il refrigerante R1234ze(E) presenta un $GWP_{100} < 1$ e rientra in classe di sicurezza A2L. R515B è una miscela azeotropica di R1234ze(E) e R227ea (composizione massica 0.991/0.089), avente $GWP_{100} = 299$. Il fluido R227ea è un HFC e agisce come rallentatore di fiamma, compensando la moderata infiammabilità di R1234ze(E), per cui R515B rientra in classe di sicurezza A1. La miscela R450A è realizzata con i componenti

R134a e R1234ze(E) in composizione massica 0.42/0.58; rientra in classe di sicurezza A1 e il suo GWP_{100} è pari a 547. Si tratta di una miscela quasi-azeotropica, presentando un piccolo glide pari a 0.6 K alla pressione di 9 bar. La miscela R32/R1234ze(E) in composizione massica 0.75/0.25 presenta un basso glide, di circa 3 K (a 22 bar), e un GWP_{100} uguale a 507. La composizione è stata verificata prima e dopo lo svolgimento dei test sperimentali mediante un gas-cromatografo (con un'incertezza ± 0.001 sulla composizione massica rilevata). Le principali proprietà termodinamiche di questi fluidi, calcolate grazie al database REFPROP 10.0 [38], sono riportate in Tabella 4 alla temperatura di saturazione media di 40 °C (alla quale si sono svolti i test in condensazione e delle perdite di carico adiabatiche) e in Tabella 5 alla temperatura di saturazione media di 30 °C (per i test in vaporizzazione).

Tabella 4. Proprietà termodinamiche dei refrigeranti testati, calcolate con REFPROP 10.0 [38], a temperatura di saturazione media pari a 40 °C.

		R1234ze(E)	R515B	R450A	R32/R1234ze(E)
pressione	[bar]	7.66	7.62	8.94	21.78
temperatura di bolla	[°C]	40	40	39.69	38.48
temperatura di rugiada	[°C]	40	40	40.32	41.53
glide di temperatura	[K]	0	0	0.63	3.05
densità del liquido	[kg m ⁻³]	1111.50	1128.30	1122.90	947.50
densità del vapore	[kg m ⁻³]	40.64	41.66	46.07	70.90
calore latente	[kJ kg ⁻¹]	154.80	150.17	157.26	217.98
conducibilità termica liquido	[mW m ⁻¹ K ⁻¹]	69.21	68.30	71.09	106.13
conducibilità termica vapore	[mW m ⁻¹ K ⁻¹]	14.95	15.28	15.40	17.88
viscosità dinamica del liquido	[μPa s]	157.89	159.88	157.41	103.37
viscosità dinamica del vapore	[μPa s]	13.15	13.09	12.71	14.07
tensione superficiale	[mN m ⁻¹]	6.91	6.81	6.47	5.09

Tabella 5. Proprietà termodinamiche dei refrigeranti testati, calcolate con REFPROP 10.0 [38], a temperatura di saturazione media pari a 30 °C.

		R1234ze(E)	R515B	R450A	R32/R1234ze(E)
pressione	[bar]	5.78	5.75	6.77	16.91
temperatura di bolla	[°C]	30	30	29.68	28.41
temperatura di rugiada	[°C]	30	30	30.32	31.62
glide di temperatura	[K]	0	0	0.64	3.20
densità del liquido	[kg m ⁻³]	1146.40	1163.90	1160.60	992.83
densità del vapore	[kg m ⁻³]	30.52	31.29	34.59	53.41
calore latente	[kJ kg ⁻¹]	163.06	158.24	166.35	236.87
conducibilità termica liquido	[mW m ⁻¹ K ⁻¹]	72.52	71.57	74.80	112.73
conducibilità termica vapore	[mW m ⁻¹ K ⁻¹]	14.02	14.37	14.40	15.74
viscosità dinamica del liquido	[μPa s]	178.89	181.27	178.49	116.65
viscosità dinamica del vapore	[μPa s]	12.53	12.48	12.22	13.37
tensione superficiale	[mN m ⁻¹]	8.21	8.09	7.76	6.64

2.3 Sommario dei test sperimentali effettuati

In questo capitolo vengono presentati i test sperimentali effettuati con i quattro fluidi refrigeranti riportati nella Sezione 2.2. I test hanno consentito di misurare:

- il coefficiente di scambio termico in condensazione all'interno della sezione sperimentale di diametro interno $D_i = 3.38$ mm, con R1234ze(E), R515B e R450A;
- il coefficiente di scambio termico in condensazione all'interno della sezione sperimentale di diametro interno $D_i = 0.96$ mm, con R515B, R450A e la miscela R32/R1234ze(E);
- il coefficiente di scambio termico in vaporizzazione all'interno della sezione sperimentale di diametro interno $D_i = 0.96$ mm, con R450A e la miscela R32/R1234ze(E);
- le perdite di carico durante deflusso adiabatico monofase e bifase all'interno dell'apposita sezione sperimentale di diametro interno $D_i = 0.96$ mm, con R515B e R450A.

I test in condensazione e per la misura delle perdite di carico in deflusso adiabatico bifase si sono svolti alla temperatura di saturazione media di 40 °C. I test in vaporizzazione sono stati condotti alla temperatura di saturazione media di 30 °C. Nelle Tabelle 6, 7, 8 e 9 sono riassunti i test sperimentali svolti, con l'indicazione delle portate specifiche testate e del numero di punti sperimentali acquisiti. Oltre a questi test, sono stati effettuati anche numerosi test preliminari di accordo del bilancio energetico e verifica di ripetibilità dei dati.

Tabella 6. Sommario dei test sperimentali effettuati in condensazione nella sezione sperimentale di diametro interno pari a 3.38 mm.

Refrigerante	Pressione [bar]	Temp. di bolla [°C]	Temp. di rugiada [°C]	Portate specifiche testate [$\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$]	Numero di punti
R1234ze(E)	7.7	40.0	40.0	100, 120, 150, 200, 300	117
R515B	7.6	40.0	40.0	100, 150, 200, 300	104
R450A	8.9	39.7	40.3	100, 150, 200, 300	86

Tabella 7. Sommario dei test sperimentali effettuati in condensazione nella sezione sperimentale di diametro interno pari a 0.96 mm.

Refrigerante	Pressione [bar]	Temp. di bolla [°C]	Temp. di rugiada [°C]	Portate specifiche testate [$\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$]	Numero di punti
R515B	7.6	40.0	40.0	200, 300, 400, 600	44
R450A	8.9	39.7	40.3	200, 300, 400, 600	44
R32/R1234ze(E)	21.8	38.5	41.5	150, 200, 300, 400, 600, 800	64

Tabella 8. Sommario dei test sperimentali effettuati in vaporizzazione nella sezione sperimentale di diametro interno pari a 0.96 mm.

Refrigerante	Pressione [bar]	Temp. di bolla [°C]	Temp. di rugiada [°C]	Portate specifiche testate [$\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$]	Numero di punti
R450A	6.8	29.7	30.3	300, 400, 500, 600	242
R32/R1234ze(E)	16.9	28.4	31.6	300, 400, 500, 600	494

Tabella 9. Sommario dei test sperimentali per la misura delle perdite di carico bifase nella sezione sperimentale di diametro interno pari a 0.96 mm.

Refrigerante	Pressione [bar]	Temp. di bolla [°C]	Temp. di rugiada [°C]	Portate specifiche testate [$\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$]	Numero di punti
R515B	7.6	40.0	40.0	200, 400	28
R450A	8.9	39.7	40.3	200, 400	20

2.4 Riduzione dati in condensazione nella sezione da 3.38 mm

In questo capitolo è illustrata la riduzione dati dei test sperimentali in condensazione all'interno del canale da 3.38 mm, svolti con refrigeranti R1234ze(E), R515B e R450A.

La Figura 13 mostra un tipico andamento delle temperature misurate durante un test sperimentale in condensazione. Sono indicate la temperatura del refrigerante e la temperatura di saturazione all'ingresso e all'uscita della sezione di misura, le temperature di parete in ognuno dei cinque settori e le temperature dell'acqua in ingresso e in uscita da ciascun settore. Sono inoltre indicati i cinque settori. Si può notare che:

- il refrigerante e l'acqua scorrono in controcorrente; la temperatura dell'acqua aumenta tra l'ingresso e l'uscita di ogni settore; la temperatura di parete assume valori intermedi tra quelli dell'acqua e del refrigerante;
- la temperatura di parete assume dei valori molto vicini a quelli della temperatura dell'acqua (la differenza risulta mediamente di 1 K), mentre la differenza tra le temperature di parete e la temperatura di saturazione (pari a circa 40 °C) è molto elevata, maggiore di 6 K, per effetto della geometria costruttiva lato acqua.

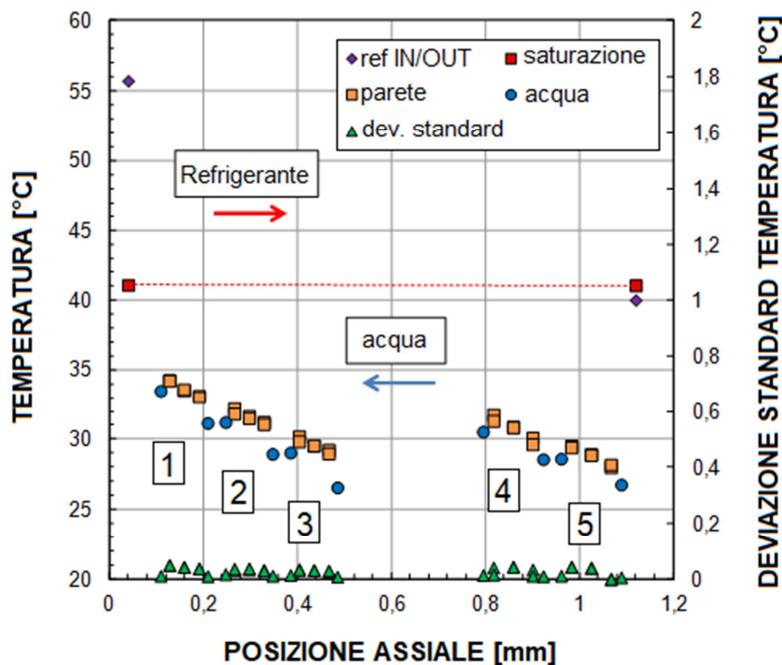


Figura 13. Profili di temperatura misurati durante la condensazione nella sezione sperimentale di diametro interno pari a 3.38 mm. Sono indicati i cinque settori che compongono la sezione di misura. Sono riportate le temperature misurate del refrigerante, dell'acqua e della parete.

La determinazione di un coefficiente di scambio termico (HTC) quasi-locale in ciascuno dei cinque settori della sezione da 3.38 mm si basa sul calcolo del flusso termico, misurato lato fluido secondario, e della differenza di temperatura saturazione-parete. Il flusso termico in un settore è determinato dalla misura di portata dell'acqua, effettuata dall'apposito misuratore a effetto Coriolis, e dalla rilevazione della variazione di temperatura ingresso-uscita misurata dalla termopila (Eq. 1):

$$q_{\text{acqua}} = \dot{m}_{\text{acqua}} \cdot c_{p,\text{acqua}} \cdot \Delta T_{\text{acqua}} \quad (1)$$

Il calore specifico $c_{p,\text{acqua}}$ viene ricavato con il software REFPROP 10.0 [38], alla pressione ambiente e alla temperatura media dell'acqua nel settore (nota dalla media aritmetica delle misure delle due termocoppie dell'acqua). Il coefficiente di scambio termico in condensazione del refrigerante in un settore è calcolato con la (Eq. 2), nota l'area A di scambio termico del settore e la differenza di temperatura saturazione-parete:

$$HTC = \frac{q_{\text{acqua}}}{A \cdot (T_{\text{sat}} - T_{\text{wall}})} \quad (2)$$

T_{wall} è la media tra i valori misurati dalle due termocoppie di parete collocate al centro del settore; T_{sat} è la temperatura di saturazione nello stesso punto, determinata con REFPROP, assunta una distribuzione lineare di pressione tra i valori misurati all'ingresso e all'uscita della sezione sperimentale. In realtà la variazione di pressione lungo la sezione non è lineare; ma, considerando che le perdite di carico non sono mai troppo elevate, e che la differenza $T_{\text{sat}} - T_{\text{wall}}$ è sufficientemente grande (almeno 4÷5 K), questa assunzione può essere stabilita senza produrre un errore significativo sul calcolo di HTC .

La disposizione delle termocoppie di parete che è stata adottata permette:

- di ridurre l'incertezza della misura, considerando come valore di temperatura di parete in una certa posizione la media aritmetica tra le misure effettuate dalle due distinte termocoppie installate nella stessa posizione assiale, in punti opposti sulla superficie del tubo;
- una valutazione della differenza di temperatura saturazione-parete non solo come semplice differenza tra i valori medi rilevati al centro del settore, ma anche in termini di media logaritmica tra i valori medi all'ingresso e all'uscita.

In alternativa, quindi, alla (Eq. 2), è possibile valutare il coefficiente di scambio termico utilizzando la (Eq. 3), considerando questa volta le medie delle misure delle termocoppie di parete collocate rispettivamente all'ingresso e all'uscita del settore:

$$HTC = \frac{q_{\text{acqua}}}{A \cdot \Delta T_{ml,sw}} \quad (3)$$

dove $\Delta T_{ml,sw}$ è calcolato come:

$$\Delta T_{ml,sw} = \frac{(T_{\text{sat,out}} - T_{\text{wall,in}}) - (T_{\text{sat,in}} - T_{\text{wall,out}})}{\ln[(T_{\text{sat,out}} - T_{\text{wall,in}})/(T_{\text{sat,in}} - T_{\text{wall,out}})]} \quad (4)$$

$T_{\text{sat,in}}$ e $T_{\text{sat,out}}$ sono i valori di temperatura di saturazione, ricavati assumendo la distribuzione lineare della pressione, rispettivamente all'ingresso e all'uscita del settore considerato; $T_{\text{wall,in}}$ e $T_{\text{wall,out}}$ sono le medie aritmetiche delle misure effettuate dalle due coppie di termocoppie di parete collocate all'ingresso e all'uscita del settore. L'utilizzo della (Eq. 2) o della (Eq. 3) porta agli stessi risultati, come dimostrato in Azzolin et al. [39].

Durante i test sperimentali in condensazione, il refrigerante entra nella sezione sperimentale come vapore surriscaldato. Note le misure della pressione e della temperatura del refrigerante effettuate

immediatamente a monte del primo settore, è possibile ricavare l'entalpia specifica all'ingresso del primo settore tramite REFPROP. Per i settori a valle del primo, l'entalpia specifica in ingresso (h_{in}) è posta pari a quella all'uscita dal settore precedente (h_{out}). L'entalpia all'uscita da un settore viene ricavata da un bilancio termico lato refrigerante, note h_{in} , la portata di refrigerante \dot{m}_{ref} e il flusso termico q_{acqua} scambiato nel settore:

$$h_{out} = h_{in} - \frac{q_{acqua}}{\dot{m}_{ref}} \quad (5)$$

Il titolo di vapore all'uscita da ciascun settore è determinato come:

$$x_{out} = \frac{h_{out} - h_{LS}}{h_{VS} - h_{LS}} \quad (6)$$

h_{LS} e h_{VS} rappresentano le entalpie specifiche di liquido saturo e vapore saturo alla stessa pressione, determinate tramite REFPROP, imponendo un titolo di vapore pari rispettivamente a 0 e a 1. Il titolo termodinamico all'ingresso di un settore è pari al valore calcolato all'uscita dal precedente. Il titolo di vapore medio nel settore è calcolato come media aritmetica dei due valori all'ingresso e all'uscita:

$$x_{medio} = (x_{in} + x_{out})/2 \quad (7)$$

Per effettuare una riduzione dati accurata, si deve tenere conto dei seguenti contributi:

- flusso termico scambiato con l'ambiente. Anche se tutta la sezione sperimentale è stata adeguatamente isolata termicamente, questo effetto indesiderato non può essere a priori considerato nullo ed è stato analizzato effettuando dei test con il canale del refrigerante in condizioni di vuoto; attraverso i risultati di questi test, è stato definito in funzione della temperatura ambiente un apposito fattore correttivo del q_{acqua} calcolato con la (Eq. 1);
- effetto della conduzione radiale; come detto in precedenza, le giunzioni delle termocoppie di parete sono collocate ad una distanza di 0.6 mm dalla parete interna del canale di rame, pertanto la temperatura misurata deve essere corretta per tenere conto della resistenza termica alla conduzione attraverso il rame;
- effetto della conduzione assiale, rappresentato dal possibile scambio termico che può realizzarsi tra l'acqua e il refrigerante nel breve tratto adiabatico posto tra due settori consecutivi; simulazioni numeriche sono state effettuate per valutare questo contributo, attraverso le quali è stato possibile definire un fattore correttivo del q_{acqua} per tenerne conto.

2.4.1 Analisi dell'incertezza nella sezione sperimentale da 3.38 mm

L'incertezza combinata u_c relativa ad una grandezza misurata θ è definita come la combinazione delle due componenti di incertezza rispettivamente di tipo A (rappresentata dalla deviazione standard) e di tipo B (legata allo strumento di misura) [40].

$$u_c(\theta) = \sqrt{u_A(\theta)^2 + u_B(\theta)^2} \quad (8)$$

Per una grandezza ξ ricavata indirettamente come una funzione F di grandezze tra loro non correlate $\theta_1, \theta_2, \dots, \theta_N$, l'incertezza combinata u_c è calcolata tramite la (Eq. 9):

$$u_c(\xi) = \sqrt{\sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial F}{\partial \theta_i}\right)^2 \cdot u_c(\theta_i)^2} \quad (9)$$

Quest'ultimo è il caso del coefficiente di scambio termico HTC , il quale è calcolato in funzione di diverse grandezze; esplicitando la (Eq. 2) risulta:

$$HTC = \frac{\dot{m}_{acqua} \cdot c_{p,acqua} \cdot \Delta T_{acqua}}{\pi \cdot D_i \cdot L \cdot (T_{sat} - T_{wall})} = F(\dot{m}_{acqua}, \Delta T_{acqua}, T_{sat}, T_{wall}, D_i, L) \quad (10)$$

Ne consegue che l'incertezza combinata su HTC deve essere determinata combinando le incertezze combinate di tutte le grandezze di influenza secondo la (Eq. 9), ovvero:

$$u_c(HTC) = \sqrt{\sum_{i=1}^6 \left(\frac{\partial HTC}{\partial \theta_i}\right)^2 \cdot u_c(\theta_i)^2} \quad (11)$$

I parametri \dot{m}_{acqua} , ΔT_{acqua} e T_{wall} sono misurati direttamente, pertanto la loro incertezza combinata si calcola tramite la (Eq. 8). In Tabella 10 sono riportate le incertezze di tipo B di tutti gli strumenti di misura utilizzati. Anche per il diametro idraulico D_i e la lunghezza di scambio termico di un settore L è stata effettuata una misura diretta; in questo caso si può assumere $u_B = \pm 0.02$ mm.

Tabella 10. Incertezze di tipo B degli strumenti di misura utilizzati.

Parametro misurato	Incertezza di tipo B
temperatura	± 0.05 °C
variazione di temperatura	± 0.03 K
portata di acqua nei settori 1-2-3 (sezioni da 0.96 mm: in sezione di misura)	$\pm 0.14\%$ a 10 kg h^{-1}
portata di acqua nei settori 4-5 (sezioni da 0.96 mm: in pre-sezione)	$\pm 0.2\%$ a 10 kg h^{-1}
portata di refrigerante	$\pm 0.2\%$ a 2 kg h^{-1} $\pm 0.1\%$ a 54 kg h^{-1}
pressione assoluta	± 5 kPa (livello di confidenza: 99.7%)
variazione di pressione (maggiore di 1 kPa)	± 0.12 kPa (livello di confidenza: 99.7%)
variazione di pressione (minore di 1 kPa)	± 0.1 kPa (livello di confidenza: 99.7%)

L'incertezza estesa U_C è, infine, ottenuta moltiplicando u_c per un fattore di copertura $CF = 2$, corrispondente ad un livello di confidenza pari a 95%. In modo simile si calcola l'incertezza sul titolo di vapore x_{medio} .

2.5 Risultati dei test sperimentali in condensazione nella sezione da 3.38 mm

I test in condensazione all'interno del canale di diametro $D_i = 3.38$ mm sono stati condotti alla temperatura di saturazione di 40 °C e a portate specifiche di refrigerante comprese tra 100 e 300 $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$.

In Figura 14 si possono osservare i coefficienti di scambio termico misurati nell'intervallo di titoli di vapore analizzato per i fluidi R1234ze(E), R515B e R450A. Si nota un incremento del coefficiente di scambio termico all'aumentare della portata specifica, mantenendo costante il titolo di vapore. Inoltre, a portata specifica costante, HTC aumenta se il titolo di vapore diventa più elevato.

A portate specifiche maggiori di 100 $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$, il coefficiente di scambio termico non risulta influenzato dalla differenza di temperatura saturazione-parete ΔT_{sw} , per tutti e tre i fluidi analizzati. In queste condizioni, per una prefissata portata specifica e titolo di vapore costante, al variare del ΔT_{sw} non si notano variazioni del coefficiente di scambio termico. Alla portata $G_{ref} = 100$ $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$, invece, l'effetto della differenza di temperatura saturazione-parete è visibile sul coefficiente di scambio termico, come si può notare dalla Figura 15, che riporta, per i tre fluidi considerati, i coefficienti di scambio termico misurati a $G_{ref} = 100$ $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$ e diversi intervalli di ΔT_{sw} . Questo diverso comportamento è dovuto al diverso regime di deflusso che si manifesta nei due casi. Alle portate specifiche più elevate ($G_{ref} > 100$ $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$) il regime di deflusso risulta anulare (Figura 16, a sinistra). La velocità del vapore è sufficientemente elevata da fare sì che lo sforzo di taglio da esso esercitato all'interfaccia con il liquido porti il film di condensato a distribuirsi uniformemente lungo il perimetro interno del canale. L'effetto dello sforzo di taglio è, in queste condizioni, preponderante rispetto a quello della forza di gravità agente in direzione perpendicolare all'asse del canale. Al contrario, alla portata specifica più bassa tra quelle testate ($G_{ref} = 100$ $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$), il deflusso presenta una stratificazione dovuta all'effetto della forza di gravità. Lo spessore del film di liquido risulta, quindi, maggiore nella parte inferiore del canale e la resistenza termica attraverso il film risulta aumentata. All'aumentare dello spessore del film di liquido si assiste anche ad un incremento del gradiente di temperatura attraverso il condensato stesso e della resistenza termica associata (Figura 16, a destra).

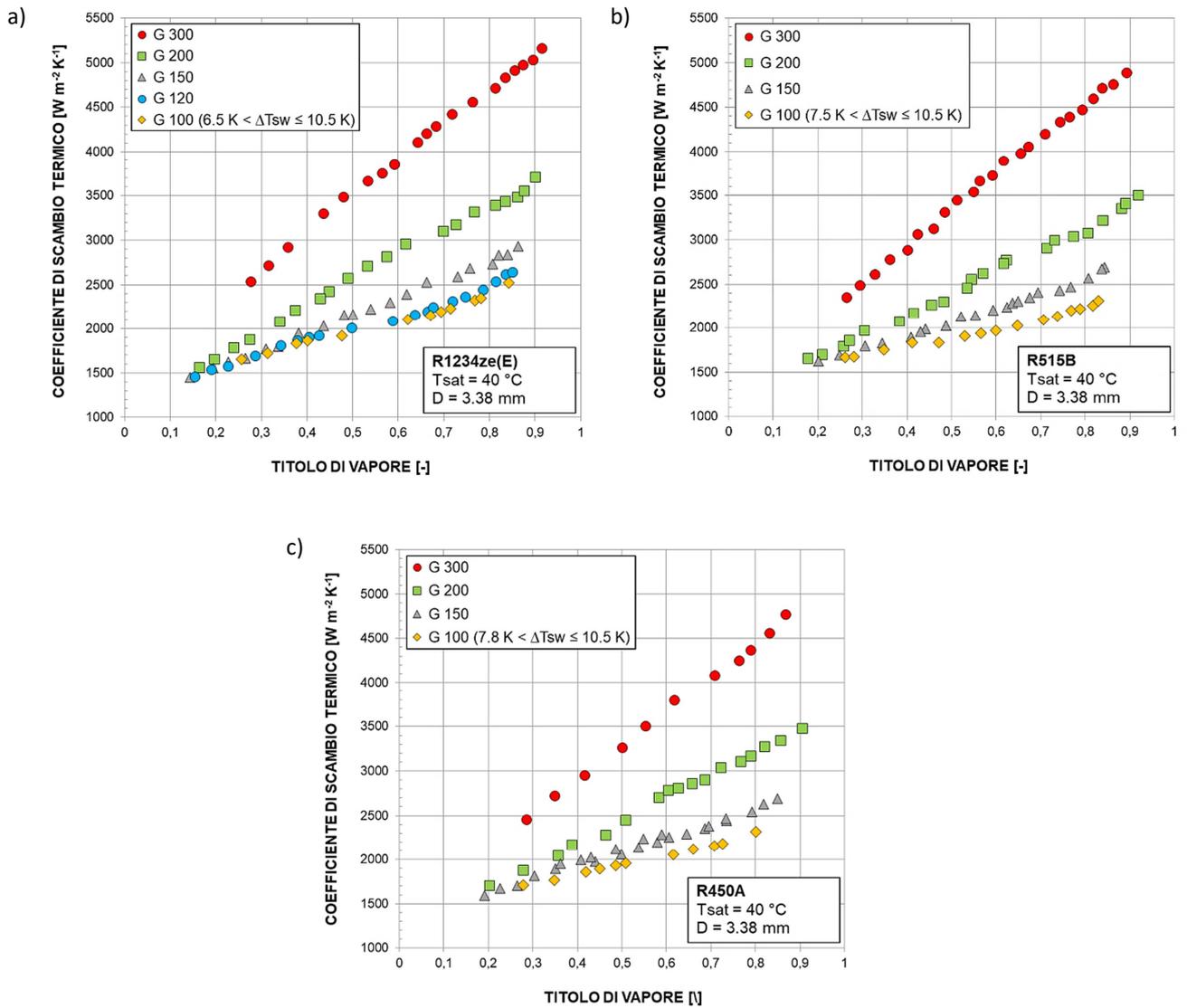


Figura 14. Coefficiente di scambio termico in funzione del titolo di vapore durante la condensazione di a) R1234ze(E), b) R515B e c) R450A all'interno di un canale di diametro 3.38 mm, a temperatura di saturazione media di 40°C. G è la portata specifica [$\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$].

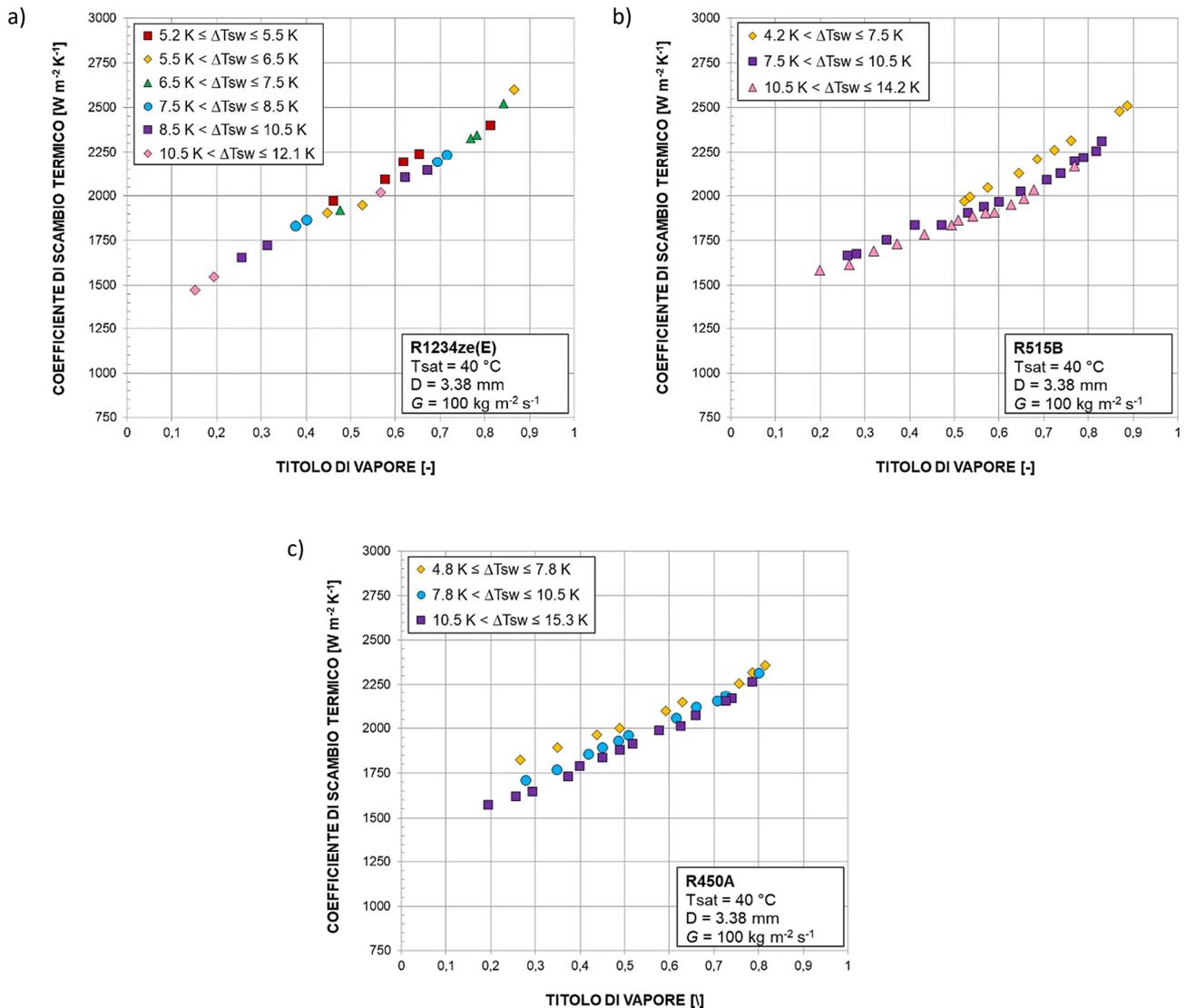


Figura 15. Coefficiente di scambio termico in funzione del titolo di vapore durante la condensazione di a) R1234ze(E), b) R515B e c) R450A entro tubo di diametro 3.38 mm alla portata specifica $G = 100\text{ kg m}^{-2}\text{ s}^{-1}$, a diversi ΔT saturazione-parete.

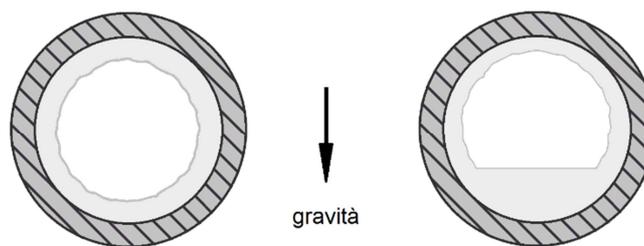


Figura 16. Sezione di un tubo orizzontale durante deflusso bifase di un refrigerante. A sinistra: regime di deflusso anulare. A destra: regime di deflusso stratificato.

Oltre al differente regime di deflusso bisogna anche considerare che alle portate di massa maggiori corrispondono velocità maggiori sia nel liquido che nel vapore. Le velocità maggiori oltre a indurre una turbolenza nello spessore di condensato creano anche delle onde sull'interfaccia liquido vapore e questi effetti tendono a ridurre la resistenza termica attraverso il film di liquido e quindi un incremento del coefficiente di scambio termico rispetto alle portate più basse. Un'analisi dell'effetto della turbolenza sul coefficiente di scambio termico durante la condensazione di R134a in questa sezione di misura con diametro interno pari a 3.38 mm è stata presentata in Azzolin et al. [39]. Gli autori, sulla base dei dati ottenuti durante le misure del coefficiente di scambio termico, hanno elaborato un criterio per predire l'effetto della turbolenza sul film di liquido.

La Tabella 11 riporta un confronto tra i coefficienti di scambio termico dei tre refrigeranti. Viene riportato il rapporto tra i diversi HTC misurati a portata specifica pari a 100, 200 e 300 $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$ e ad un prefissato valore del titolo di vapore (compreso tra 0.42 e 0.48). Per la portata $G_{\text{ref}} = 100 \text{ kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$ (che, come si è visto, risulta in regime stratificato) è stata fissata una differenza di temperatura tra la saturazione e la parete compresa tra 6.5 e 10.5 K.

Si può vedere che:

- R1234ze(E) presenta dei coefficienti di scambio termico più elevati rispetto a R515B a tutte e tre le portate specifiche considerate. La diminuzione in termini di HTC che manifesta il fluido R515B è compresa tra il 5 % a $G_{\text{ref}} = 100 \text{ kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$ e 8 % a $G_{\text{ref}} = 300 \text{ kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$;
- R1234ze(E) mostra un coefficiente di scambio termico più elevato rispetto a quello di R450A del 12 % a $G_{\text{ref}} = 300 \text{ kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$ e del 6 % a $G_{\text{ref}} = 200 \text{ kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$, mentre alla portata $G_{\text{ref}} = 100 \text{ kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$ non si rilevano sensibili differenze;
- dal confronto tra R515B e R450A si nota che R515B manifesta un HTC più elevato del 4 % rispetto a R450A a $G_{\text{ref}} = 300 \text{ kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$, ma questo vantaggio si annulla a $G_{\text{ref}} = 200 \text{ kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$ e si trasforma in una penalizzazione del 5 % a $G_{\text{ref}} = 100 \text{ kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$.

In Tabella 12 sono riportate le incertezze sperimentali rilevate durante i test in condensazione nella sezione sperimentale da 3.38 mm; sono indicati i valori medi di incertezza su HTC e x , per ogni portata specifica di refrigerante testata.

Tabella 11. Rapporto tra i coefficienti di scambio termico in condensazione a 3.38 mm misurati con i tre fluidi a tre differenti portate specifiche ($G = 100, 200$ e $300 \text{ kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$), per prefissati titoli di vapore (rispettivamente, $x = 0.42, 0.45$ e 0.48). Per la portata $G = 100 \text{ kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$, il ΔT saturazione-parete è compreso tra 6.5 e 10.5 K.

		G_{ref} [$\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$]	x [-]	R1234ze(E)/ R515B	R1234ze(E)/ R450A	R515B/ R450A
		300	0.42	1.08	1.12	1.04
		200	0.45	1.07	1.06	0.99
100	0.48	1.05	0.99	0.95		

Tabella 12. Incertezze sperimentali sul coefficiente di scambio termico e il titolo di vapore, durante le prove in condensazione nella sezione da 3.38 mm, per i tre refrigeranti testati.

R1234ze(E)		
G_{ref} [kg m ⁻² s ⁻¹]	$U_c(x)$ media [-]	$U_c(HTC)$ media [%]
300	0.01	3.0
200	0.01	3.3
150	0.01	3.9
120	0.01	4.0
100	0.01	4.5

R515B		
G_{ref} [kg m ⁻² s ⁻¹]	$U_c(x)$ media [-]	$U_c(HTC)$ media [%]
350	0.01	2.7
300	0.01	3.0
200	0.01	2.9
150	0.01	3.3
100	0.01	3.5

R450A		
G_{ref} [kg m ⁻² s ⁻¹]	$U_c(x)$ media [-]	$U_c(HTC)$ media [%]
300	0.01	3.3
200	0.01	3.3
150	0.01	3.8
100	0.01	4.1

2.6 Riduzione dati nelle sezioni da 0.96 mm

Si descrive nel seguito la riduzione dati per i test in condensazione e in vaporizzazione nella sezione sperimentale di diametro interno pari a 0.96 mm, distinguendo il caso di fluidi puri e miscele azeotropiche da quello di miscele zeotropiche. Viene inoltre presentata la riduzione dati per i test di misura delle perdite di carico durante deflusso adiabatico monofase o bifase nell'apposita sezione sperimentale di diametro interno pari a 0.96 mm. Infine, è trattato il metodo di calcolo dell'incertezza.

2.6.1 Test in condensazione nella sezione da 0.96 mm con fluidi puri o miscele azeotropiche

La Figura 17 riporta un tipico profilo delle temperature misurate durante la condensazione di un fluido puro nella sezione sperimentale con diametro interno uguale a 0.96 mm. Il refrigerante entra nella pre-sezione come vapore surriscaldato e nella sezione di misura come vapore saturo. La pre-sezione ha quindi il compito di desurriscaldare e fissare il titolo di vapore in ingresso alla sezione di misura.

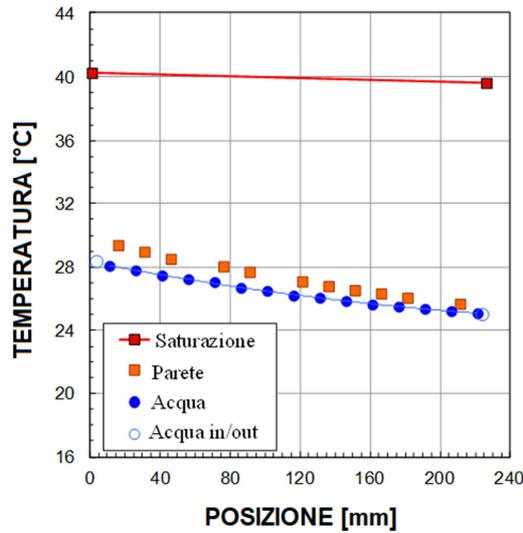


Figura 17. Profilo delle temperature misurate durante la condensazione di R1234ze(E) a $G=400 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ nel canale con diametro interno pari ad 0.96 mm.

Per la determinazione del coefficiente di scambio termico locale nella sezione di misura (Eq. 12) sono necessari tre parametri: la temperatura di saturazione locale $T_{sat}(z)$, la temperatura locale di parete $T_{wall}(z)$, e il flusso termico locale $q(z)$, dove z è la coordinata assiale lungo la direzione del deflusso.

$$HTC(z) = \frac{q(z)}{T_{sat}(z) - T_{wall}(z)} \quad (12)$$

La temperatura di saturazione all'ingresso e all'uscita della sezione sperimentale e tra la pre-sezione e la sezione di misura è ottenuta dai valori di pressione misurati nei segmenti adiabatici in acciaio inox e può essere verificata con le termocoppie installate all'esterno di questi tratti di tubo.

La temperatura di saturazione locale, all'interno della sezione di misura, invece può essere ottenuta con due metodi:

- attraverso un'interpolazione lineare partendo dai valori di pressione misurati;
- attraverso la stima del gradiente di pressione locale tenendo conto dei diversi contributi locali e distribuiti. In questo caso si considerano i seguenti contributi: perdita di carico per attrito nel tubo di rame e nei tubi di acciaio inossidabile utilizzati per il collegamento della sezione sperimentale con il resto dell'impianto; caduta di pressione provocata da improvvise variazioni della geometria in ingresso e uscita; recupero della pressione dovuto alla variazione della quantità di moto. I modelli utilizzati per ottenere un accurato andamento della pressione lungo la sezione di misura sono: per il gradiente di pressione dovuto all'attrito si utilizza il modello Del Col et al. [41]; per il recupero della pressione dovuto alla variazione della quantità di moto, il modello di Cavallini et al. [42]; per il cambio repentino della geometria, l'equazione di Paliwoda [43] (nel corso di deflusso bifase) o la correlazione di Idelchik [44] (nel corso di deflusso monofase). Tuttavia, i modelli di cui sopra vengono utilizzati solo per correggere l'andamento del profilo di pressione lungo la sezione di misura (invece di applicare semplicemente un'interpolazione lineare) poiché la pressione calcolata in uscita corrisponde sempre alla pressione misurata.

La Figura 18 riporta un tipico andamento della pressione nella sezione di misura considerando una interpolazione lineare tra i valori misurati in ingresso e in uscita oppure utilizzando i modelli per avere una stima più precisa.

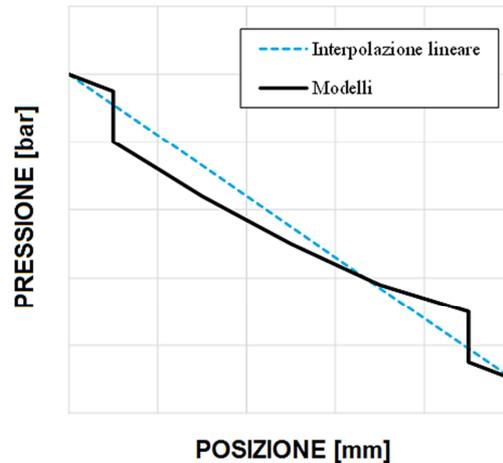


Figura 18. Andamento della pressione nella sezione di misura da 0.96 mm: caso di interpolazione lineare dei valori di ingresso e uscita e caso di profilo ricavato dai modelli.

In questo caso, il punto principale della procedura di riduzione dei dati, è il calcolo del flusso termico specifico locale. Nella sezione di misura sono presenti numerose termocoppie a contatto con l'acqua e il flusso termico locale $q'(z)$ è calcolato a partire dalla derivata del profilo delle temperature, utilizzando la seguente formula:

$$q'(z) = -\dot{m}_{acqua} c_{p,acqua} \frac{1}{\pi D_i} \frac{dT_{acqua}(z)}{dz} \quad (13)$$

dove $dT_{acqua}(z)/dz$ è la derivata dell'equazione che interpola le temperature dell'acqua misurate dalle termocoppie. Il primo passo è quindi decidere quante termocoppie considerare per l'interpolazione, infatti per ottenere una buona interpolazione dovrebbero essere considerate solo le termocoppie dell'acqua corrispondenti a titoli di vapore positivi. Deve essere quindi effettuato un bilancio energetico; infatti nella sezione di misura, la variazione di temperatura dell'acqua è direttamente associata alla corrispondente variazione di entalpia del fluido refrigerante.

L'entalpia del vapore surriscaldato all'ingresso della pre-sezione $h_{in,PS}$ è determinata dalle misure di temperatura e pressione e utilizzando il software REFPROP 10.0 [38], mentre l'entalpia all'ingresso della sezione di misura $h_{in,MS}$ (corrispondente all'entalpia all'uscita della pre-sezione) è calcolata con un bilancio energetico lato acqua nella pre-sezione:

$$h_{in,MS} = h_{in,PS} - \frac{\dot{m}_{acqua} \cdot c_{p,acqua} \cdot \Delta T_{acqua,PS}}{\dot{m}_{ref}} \quad (14)$$

Quindi il titolo di vapore $x_{in,MS}$ è calcolato con $h_{in,MS}$ e il titolo di vapore corrispondente alla termocoppia i -esima posta nel deflusso d'acqua è:

$$x(z) = x_{in,MS} - \frac{\dot{m}_{acqua}}{\dot{m}_{ref} \cdot h_{LG}} \cdot c_{p,acqua} \cdot (t_{acqua,out} - t_{acqua,i}) \quad (15)$$

Usando l'(Eq. 15) è possibile determinare quali sono le termocoppie poste nel deflusso dell'acqua (e le posizioni z corrispondenti) a cui corrispondono valori positivi del titolo di vapore.

Dopo aver valutato il numero di termocoppie da considerare, si passa alla scelta delle diverse equazioni interpolanti. Per ridurre al minimo l'incertezza dei coefficienti di scambio termico si suggerisce il seguente ordine di preferenza: un polinomio del secondo ordine, un'equazione esponenziale con tre parametri nella forma $t(z) = a_0 + a_1 e^{-z/a_2}$ e un polinomio di terzo ordine (o un polinomio di ordine superiore se necessario). Per ciascuna di queste funzioni, i parametri dell'equazione sono calcolati mediante il metodo di regressione dei minimi quadrati ponderati (WLS). Diversi criteri possono essere utilizzati per selezionare la funzione tra quelle elencate precedentemente: il primo criterio è fisico e il secondo è statistico. Il criterio fisico si basa sull'incertezza sperimentale delle misure di temperatura. In particolare, la differenza tra la temperatura calcolata con la funzione interpolante e la temperatura misurata deve essere minore dell'incertezza sperimentale estesa delle letture delle termocoppie corrispondenti. Se questo test di controllo fallisce, sarà considerata la successiva equazione nell'ordine di preferenza, fino a quando il criterio non viene soddisfatto. Nel secondo criterio, i coefficienti R quadro (R^2) e R quadro corretto (R_{adj}^2) sono i parametri utilizzati per valutare le possibili equazioni interpolanti [45]. A differenza di R^2 , il parametro R_{adj}^2 aumenta con il numero di parametri dell'equazione interpolante solo se il nuovo termine migliora significativamente la qualità dell'interpolazione. Infine, al fine di garantire l'accuratezza e la ripetibilità dei risultati, i coefficienti di scambio termico devono risultare insensibili al metodo di interpolazione, vale a dire che la variazione dei coefficienti di scambio termico utilizzando l'equazione interpolante che soddisfa i criteri fisico e statistico e la successiva equazione ammissibile nell'ordine di preferenza dovrebbero rientrare nell'incertezza sperimentale.

Una volta stabilita l'equazione di interpolazione per le temperature dell'acqua, si possono calcolare il flusso termico specifico locale (Eq. 13), il coefficiente di scambio termico locale (Eq. 12) e il titolo di vapore locale $x(z)$ (Eq.16):

$$x(z) = x_{in,MS} - \frac{\dot{m}_{acqua}}{\dot{m}_{ref} \cdot h_{LG}} \cdot c_{acqua} \cdot [T_{acqua,out} - T_{acqua}(z)] \quad (16)$$

2.6.2 Test in vaporizzazione nella sezione da 0.96 mm con fluidi puri o miscele azeotropiche

La Figura 19 presenta un tipico profilo delle temperature misurate durante la vaporizzazione di un fluido puro nella sezione sperimentale con diametro interno uguale ad 1 mm. Durante i test in vaporizzazione, il refrigerante entra nella sezione di misura come liquido sottoraffreddato e la pre-sezione è utilizzata per regolarne la temperatura.

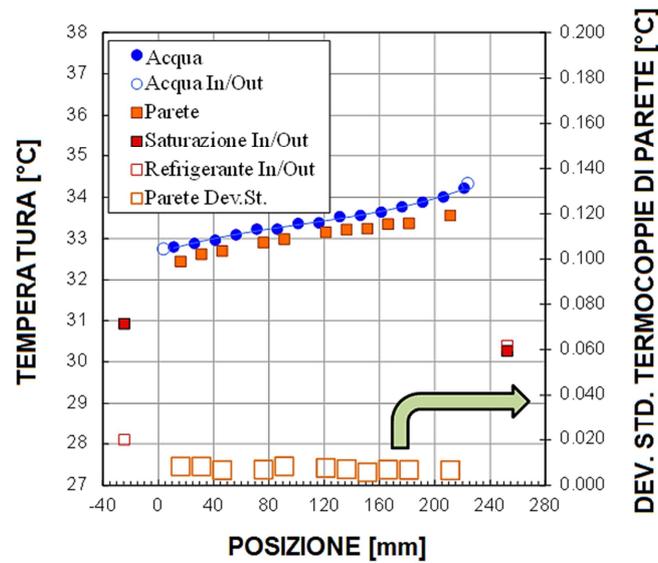


Figura 19. Profilo delle temperature dell'acqua, della parete e di saturazione durante la vaporizzazione di R1234ze(E) all'interno di un canale di diametro interno pari a 0.96 mm, a temperatura di saturazione di 31 °C, portata specifica $G = 300 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ e titolo all'uscita della sezione $x = 0.36$.

Il coefficiente di scambio termico locale del refrigerante $HTC(z)$ si ottiene come rapporto tra il flusso termico locale $q'(z)$ e la differenza di temperatura tra parete e saturazione.

$$HTC(z) = \frac{q'(z)}{T_{wall}(z) - T_{sat}(z)} \quad (17)$$

Come per i test in condensazione la temperatura di saturazione locale è determinata dalla pressione all'interno del canale. La pressione viene misurata direttamente all'ingresso e all'uscita della sezione di misura e la pressione locale può essere determinata considerando una variazione lineare nel canale. Tuttavia, durante la vaporizzazione, il titolo di vapore cambia lungo il canale e quindi il gradiente di pressione varia nella sezione di misura; per questo motivo una interpolazione lineare della temperatura di saturazione tra ingresso e uscita può portare ad errori nella determinazione del coefficiente di scambio termico. Nel presente caso, il profilo di pressione lungo il canale viene calcolato implementando la correlazione di Del Col et al. [41] per la caduta di pressione per attrito bifase mentre le perdite di carico dovute alla quantità di moto vengono calcolate utilizzando il modello di Rohuani e Axelsson [46] per valutare il grado di vuoto. Il gradiente di pressione calcolato viene quindi corretto mediante un fattore di moltiplicazione ottenuto combinando la caduta di pressione calcolata e quella misurata nella sezione di misura.

Come per i test in condensazione, il flusso termico locale $q'(z)$ è determinato dal profilo di temperature dell'acqua nella sezione di misura, in quanto è proporzionale alla derivata della temperatura dell'acqua rispetto alla posizione assiale z (Eq. 18):

$$q'(z) = \dot{m}_{acqua,MS} \cdot c_{acqua} \cdot \frac{1}{\pi \cdot D_i} \cdot \frac{dT_{acqua}(z)}{dz} \quad (18)$$

Per ottenere la derivata del profilo della temperatura dell'acqua si utilizza una funzione polinomiale per interpolare le temperature dell'acqua misurate. I coefficienti della funzione polinomiale sono determinati con il metodo dei minimi quadrati. Sono state adottate due diverse procedure indipendenti per la determinazione del grado dell'equazione polinomiale interpolante le temperature dell'acqua. Il primo criterio, denominato fisico, si basa sul presupposto che per ogni posizione in cui viene misurata la temperatura dell'acqua, il valore calcolato mediante l'interpolazione polinomiale non deve differire più di ± 0.08 K dal valore sperimentale. Il secondo approccio è definito statistico e si basa sul metodo del coefficiente di determinazione quadrato aggiustato [45]. Nel caso in cui i due metodi forniscano due diversi polinomi, il flusso termico è calcolato con entrambi i metodi e il dato sperimentale è mantenuto nel database solo se il disaccordo tra il flusso termico calcolato con i due metodi è inferiore al 10%.

L'entalpia del liquido sottoraffreddato in ingresso alla sezione di misura $h_{sub,in,MS}$ è determinata a partire dai valori misurati di pressione e temperatura e utilizzando il software REFPROP [38]. Il titolo di vapore locale $x(z)$ è calcolato con l'(Eq. 19), una volta individuato il polinomio per interpolare le temperature dell'acqua:

$$x(z) = \frac{\dot{m}_{acqua,MS} \cdot c_{p,acqua} \cdot [t_{acqua}(z) - t_{acqua,out}] - \dot{m}_{ref} \cdot (h_L - h_{sub,in,MS})}{\dot{m}_{ref} \cdot h_{LG}} \quad (19)$$

2.6.3 Test in condensazione nella sezione da 0.96 mm con miscele zeotropiche

Durante i test in condensazione la temperatura di saturazione della miscela non è costante (a meno delle perdite di carico) ma varia per effetto del glide di temperatura. In Figura 20 si riporta un esempio di un profilo di temperatura durante la condensazione della miscela zeotropica R32/R1234ze(E).

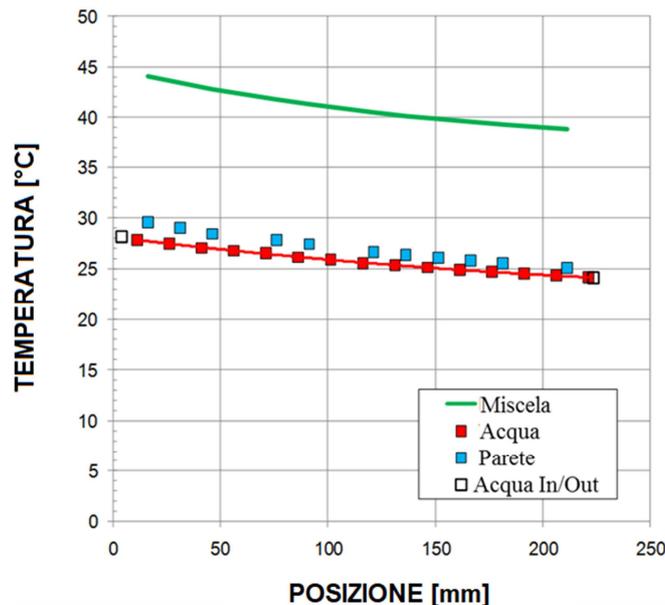


Figura 20. Profilo di temperatura lungo la sezione di misura durante un test in vaporizzazione della miscela R32/R1234ze(E) (composizione massica 0.46/0.54) alla portata specifica $G = 400 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$.

Il coefficiente di scambio termico della miscela viene quindi calcolato con la (Eq. 12), dove però la temperatura di saturazione deve essere sostituita con la temperatura locale della miscela. Il flusso termico si calcola sempre con la (Eq. 13), così come l'entalpia in ingresso alla sezione di misura con la (Eq. 14). Una volta noti il flusso termico locale e l'entalpia in ingresso alla sezione di misura, si può calcolare l'entalpia locale della miscela $h(z)$ con la (Eq. 20):

$$h(z) = h_{in,MS} - \frac{q(z)}{\dot{m}_{ref}} \quad (20)$$

Per quanto riguarda la differenza di temperatura $T_{ref}(z) - T_{wall}(z)$, necessaria nella (Eq. 12): le temperature della parete $T_{wall}(z)$ sono direttamente misurate dalle termocoppie mentre la temperatura della miscela $T_{ref}(z)$ è valutata da REFPROP [38] utilizzando la pressione locale $p(z)$, l'entalpia locale $h(z)$, calcolata con (Eq. 20), e la composizione della miscela X :

$$T_{ref}(z) = f[p(z), h(z), X] \quad (21)$$

La pressione locale della miscela nella sezione di misura è calcolata a partire dai dati misurati utilizzando gli stessi modelli presentati nella Sezione 2.6.1.

Allo stesso modo il titolo di vapore locale $x(z)$ nella sezione di misura viene calcolato con la (Eq. 16).

$$x(z) = f[p(z), h(z), X] \quad (22)$$

2.6.4 Test in vaporizzazione nella sezione da 0.96 mm con miscele zeotropiche

La vaporizzazione di una miscela zeotropica nella sezione da 0.96 mm avviene utilizzando acqua calda come fluido secondario che scorre in controcorrente nella sezione sperimentale. Di conseguenza, la temperatura viene imposta come condizione al contorno (in modo simile a quanto succede negli scambiatori di calore) invece di fissare il flusso termico come di solito avviene negli esperimenti di ebollizione che utilizzano dei riscaldatori elettrici.

La procedura di riduzione dei dati segue quella esposta nella Sezione 2.6.2 (Eq. 17). Tuttavia, la temperatura locale della miscela viene calcolata utilizzando REFPROP [38] a partire dai valori di pressione, entalpia locale e composizione:

$$T_{ref}(z) = f[p(z), h(z), X] \quad (23)$$

La pressione locale della miscela $p(z)$ nella sezione di misura è calcolata a partire dai dati misurati utilizzando gli stessi modelli presentati nella Sezione 2.6.1. L'entalpia del refrigerante in una data posizione z lungo il canale è ottenuta come riportato nella (Eq. 24):

$$h(z) = h_{sub} + \frac{\dot{m}_{acqua}}{\dot{m}_{ref}} \cdot c_{p,acqua} \cdot [T_{acqua,out} - T_{acqua}(z)] \quad (24)$$

Allo stesso modo, il titolo di vapore locale nella sezione di misura viene calcolato con la (Eq. 25):

$$x(z) = f[p(z), h(z), X] \quad (25)$$

2.6.5 Misura della caduta di pressione nella sezione da 0.96 mm

Le misure delle cadute di pressione vengono effettuate durante il deflusso adiabatico monofase o bifase. Il fattore di attrito monofase è stato determinato sperimentalmente secondo la (Eq. 26):

$$f = \frac{\rho \cdot D_i \cdot \Delta p}{2 \cdot G_{ref}^2 \cdot L} \quad (26)$$

In caso di fluidi puri, il titolo di vapore all'ingresso del settore di misura viene calcolato utilizzando l'(Eq.27):

$$x_{in,MS} = \frac{h_{in,MS} - h_{LS}}{h_{VS} - h_{LS}} \quad (27)$$

dove h_{LS} e h_{VS} sono le entalpie specifiche del vapore saturo secco e del liquido saturo, mentre $h_{in,MS}$ è l'entalpia specifica del refrigerante all'ingresso della sezione di misura e calcolata a partire dal bilancio energetico nella pre-sezione, come riportato nell'(Eq.28).

$$h_{in,MS} = h_{in,PS} - \frac{\dot{m}_{acqua} \cdot c_{p,acqua} \cdot \Delta T_{acqua,PS}}{\dot{m}_{ref}} \quad (28)$$

L'entalpia specifica del refrigerante in ingresso alla pre-sezione $h_{in,PS}$ è determinata dalle misure locali di pressione e temperatura, mentre il calore specifico dell'acqua $c_{p,acqua}$ è calcolato alla temperatura media tra ingresso e uscita.

Nel caso di miscele zeotropiche, il titolo di vapore viene calcolato con pressione p , entalpia specifica all'ingresso della sezione di misura $h_{in,MS}$, data dalla (Eq. 28), e composizione X :

$$x(z) = f[p, h_{in,MS}, X] \quad (29)$$

2.6.6 Analisi dell'incertezza nelle sezioni sperimentali da 0.96 mm

L'incertezza combinata u_c relativa ad una grandezza misurata θ è definita come la combinazione delle due componenti di incertezza rispettivamente di tipo A (rappresentata dalla deviazione standard delle misure sperimentali) e di tipo B (legata allo strumento di misura e riportata in Tabella 10) [40].

$$u_c(\theta) = \sqrt{u_A(\theta)^2 + u_B(\theta)^2} \quad (30)$$

Per una grandezza ξ ricavata indirettamente come una funzione F di grandezza tra loro non correlate $\theta_1, \theta_2, \dots, \theta_N$, l'incertezza combinata u_c è calcolata tramite la (Eq. 31):

$$u_c(\xi) = \sqrt{\sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial F}{\partial \theta_i} \right)^2 \cdot u_c(\theta_i)^2} \quad (31)$$

Nella sezione di misura con diametro interno $D_i = 0.96$ mm, il coefficiente di scambio termico lato refrigerante è funzione dei seguenti parametri:

$$HTC(z) = F \left(\dot{m}_{water}, \frac{dT_{acqua}}{dz}, T_{sat}, T_{wall}, D_i \right) \quad (32)$$

Considerando la tecnica di misura utilizzata nella sezione sperimentale di diametro interno pari a 0.96 mm, a causa della geometria del canale dell'acqua, la resistenza termica dominante durante il processo di condensazione è sul lato del refrigerante, e quindi la differenza di temperatura tra saturazione e parete è superiore rispetto a quella tra parete e acqua. Questo aspetto è favorevole alla riduzione dell'incertezza sperimentale associata alla determinazione del coefficiente di scambio termico. Mentre la temperatura della parete locale viene misurata direttamente, la temperatura di saturazione locale viene stimata mediante una procedura iterativa che implementa diversi modelli per tenere conto della caduta di pressione dovuta all'attrito, alla variazione della geometria e alla variazione della quantità di moto. Di conseguenza, nel caso di fluidi puri o miscele azeotropiche, l'incertezza combinata della temperatura di saturazione locale è calcolata da una combinazione lineare dell'incertezza combinata sperimentale della temperatura di saturazione in ingresso e in uscita, derivata dalle misurazioni della pressione. L'incertezza è quindi calcolata dalla differenza tra il valore della temperatura di saturazione determinata alla pressione p e il valore della temperatura determinata alla pressione $p + u_c(p)$ (Eq. 33-34).

$$u_c(T_{sat, inMS}) = T_{sat, inMS}(p_{inMS}) - T_{sat, inMS}(p_{inMS} + u_c(p_{inMS})) \quad (33)$$

$$u_c(T_{sat, outMS}) = T_{sat, outMS}(p_{outMS}) - T_{sat, outMS}(p_{outMS} + u_c(p_{outMS})) \quad (34)$$

L'equazione 35 riporta invece l'espressione dell'incertezza per la temperatura di saturazione locale:

$$u_C(t_{sat}(z)) = \sqrt{\left(1 - \frac{z}{L_{MS}}\right)^2 \left(u_C(t_{sat, inMS})\right)^2 + \left(\frac{z}{L_{MS}}\right)^2 \left(u_C(t_{sat, outMS})\right)^2} \quad (35)$$

Gli altri principali termini di incertezza sono associati alla portata massica dell'acqua, al diametro idraulico e al gradiente di temperatura dell'acqua. A sua volta, il gradiente di temperatura dell'acqua dipende dalle condizioni operative, principalmente dalla portata di refrigerante e dal titolo di vapore, infatti solitamente si ottengono incertezze maggiori alle portate di refrigerante minori. Per determinare l'incertezza relativa al gradiente dell'acqua è stato utilizzato il metodo di regressione dei minimi quadrati ponderati (WLS) [47]. Come descritto nella Sezione 2.6.1, per ogni test sperimentale una funzione è stata determinata per interpolare, lungo la direzione assiale z , le temperature dell'acqua. La funzione interpolante $y(z)$ è stata scelta tra dei polinomi fino al quarto grado e una funzione esponenziale. Qualunque sia la funzione interpolante, i suoi $M + 1$ coefficienti $\mathbf{a}_0, \dots, \mathbf{a}_M$ sono definiti per minimizzare la figura di merito χ^2 . Il parametro χ^2 è dato dalla (Eq. 36), dove $T_{acqua, i}$ è la temperatura dell'acqua misurata in corrispondenza della i -esima posizione assiale, identificata dalla coordinata assiale z_i (i varia tra 1 e il numero di termocoppie nTC lato acqua considerate per l'interpolazione).

$$\chi^2 = \sum_{i=1}^{nTC} \left[\frac{T_{acqua, i} - y(z_i)}{u_C(T_{acqua, i})} \right]^2 \quad (36)$$

Minimizzare χ^2 porta ad ottenere la seguente equazione matriciale:

$$(\mathbf{A}^T \times \mathbf{A}) \times \mathbf{a} = \mathbf{A}^T \times \mathbf{b} \quad (37)$$

dove \mathbf{A} è la matrice di dimensioni nTC per $M + 1$ i cui elementi sono ottenuti come riportati nell'(Eq. 38):

$$A_{ij} = \left(\frac{\frac{\partial y}{\partial a_{j-1}}}{u_C(T_{acqua, i})} \right) \quad (38)$$

\mathbf{b} è un vettore di dimensione pari a nTC in termini definiti come il rapporto tra l' i -esimo valore della temperatura misurato e la corrispondente incertezza:

$$b_i = \left(\frac{T_{acqua, i}}{u_C(T_{acqua, i})} \right) \quad (39)$$

\mathbf{a} invece è il vettore di $M + 1$ coefficienti della funzione interpolante. La matrice \mathbf{C} delle covarianze, definita come riportato nell'(Eq. 40), è strettamente correlata all'incertezza dei parametri contenuti nel vettore \mathbf{a} : gli elementi che si trovano sulla diagonale \mathbf{C}_{ii} sono le incertezze al quadrato dei coefficienti della funzione interpolante (riportati nel vettore \mathbf{a}) mentre gli elementi che sono esterni alla diagonale, \mathbf{C}_{jk} , sono i valori delle covarianze tra i coefficienti \mathbf{a}_j e \mathbf{a}_k , che si possono quindi indicare come $\mathbf{cov}(\mathbf{a}_j, \mathbf{a}_k)$.

$$\mathbf{C} = (\mathbf{A}^T \times \mathbf{A})^{-1} \quad (40)$$

Gli elementi della matrice delle covarianze \mathbf{C} vengono utilizzati per calcolare l'incertezza relativa al gradiente di temperatura applicando la legge di propagazione dell'incertezza per grandezze correlate. (Eq. 41). È utile ricordare che il coefficiente \mathbf{a}_0 non è presente in questo calcolo poiché è un termine costante nella funzione interpolante.

$$u_c \left(\frac{dT_{acqua}}{dz} \right) = \sqrt{\sum_{j=1}^M \left(\frac{\partial \left(\frac{dy}{dz} \right)}{\partial a_j} \right)^2 (u^2(a_j)) + 2 \sum_{j=1}^{M-1} \sum_{k=j+1}^M \left(\frac{\partial \left(\frac{dy}{dz} \right)}{\partial a_j} \right) \left(\frac{\partial \left(\frac{dy}{dz} \right)}{\partial a_k} \right) cov(a_j, a_k)} \quad (41)$$

Come riportato in Del Col et al. [48], è stato verificato anche l'effetto dell'incertezza nella posizione della termocoppia che è risultato trascurabile rispetto all'incertezza dovuta alle misure della temperatura. Come è stato fatto per il coefficiente di scambio termico, una simile procedura si applica per calcolare l'incertezza sperimentale sul titolo di vapore locale, che è funzione dei seguenti parametri:

$$x(z) = F(x_{in}, \dot{m}_{acqua}, c_{p,acqua}, T_{acqua,out}, T_{acqua}(z), \dot{m}_{ref}, h_{LG}) \quad (42)$$

L'incertezza dell'entalpia del liquido saturo e dell'entalpia del vapore saturo, nonché l'incertezza del calore specifico dell'acqua, vengono trascurate. L'incertezza della temperatura dell'acqua relativa alla posizione assiale z viene calcolata applicando la legge di propagazione dell'incertezza per input correlati, secondo la funzione di interpolazione scelta.

Sia l'incertezza sul coefficiente di scambio termico che sul titolo di vapore vengono riportate nei capitoli successivi considerando un livello di confidenza del 95% moltiplicando i valori calcolati per $\mathbf{CF} = \mathbf{2}$.

Nel caso di miscele zeotropiche, la procedura per il calcolo dell'incertezza deve considerare che la temperatura della miscela varia durante il processo di condensazione e che quindi è calcolata utilizzando la pressione locale, l'entalpia locale e la composizione di massa. Nella sezione di misura, come descritto nella Sezione 2.6.1, la pressione locale non viene semplicemente stimata ipotizzando un profilo di pressione lineare tra i valori misurati in ingresso e in uscita ma, per cogliere meglio il profilo di pressione reale, vengono implementati diversi modelli per tenere conto della caduta di pressione per attrito, della brusca variazione della geometria e per la variazione della quantità di moto. A titolo di esempio si riportano le equazioni per il calcolo dell'incertezza della temperatura della miscela in ingresso alla sezione di misura. Nelle (Eq. 43-45) vengono calcolate le temperature della miscela variando uno solo degli input considerando la relativa incertezza:

$$T_{ref,in,u(p)} = f(p_{in} + u_c(p_{in}), h_{in}, X) \quad (43)$$

$$T_{ref,in,u(h)} = f(p_{in}, h_{in} + u_c(h_{in}), X) \quad (44)$$

$$T_{ref,in,u(X)} = f(p_{in}, h_{in}, X + u_c(X)) \quad (45)$$

Quindi, il valore di incertezza combinato è ottenuto applicando la (Eq. 31). La stessa procedura viene utilizzata per il calcolo dell'incertezza per la temperatura del refrigerante all'uscita della sezione di prova. Di conseguenza, l'incertezza combinata sperimentale per la temperatura del refrigerante locale è stata calcolata da una combinazione lineare dell'incertezza combinata sperimentale della temperatura del refrigerante in ingresso e in uscita.

L'incertezza relativa al titolo di vapore viene valutata in modo simile a quella della temperatura del refrigerante.

2.7 Risultati dei test sperimentali in condensazione nella sezione da 0.96 mm

I test in condensazione nella sezione sperimentale da 0.96 mm sono stati condotti con tre miscele: R515B, R450A e la miscela zeotropica R32/R1234ze(E) (composizione massica 0.75/0.25). La temperatura di saturazione media è pari a 40 °C. Il coefficiente di scambio termico è stato misurato a differenti portate specifiche, comprese tra 150 e 800 kg m⁻² s⁻¹. In seguito, è stato effettuato un confronto tra questi risultati e quelli ottenuti con R1234ze(E) e R32 puri.

In Figura 21 sono riportati i coefficienti di scambio termico misurati con i tre refrigeranti a differenti titoli di vapore. Si osserva che questi *HTC* rilevati con le tre miscele analizzate presentano un andamento del tutto analogo a quello osservato da Del Col et al. [30] nel caso della condensazione dei fluidi puri R32, R134a, R1234ze(E) e R1234yf: il coefficiente di scambio termico aumenta con la portata specifica e diminuisce quando si riduce il titolo di vapore. Alle condizioni operative testate, il regime di deflusso si presume sia anulare e quindi, ad una prefissata portata, quando il titolo di vapore diminuisce, lo spessore del film di liquido aumenta e, al contempo, la velocità del vapore e lo sforzo di taglio che lo stesso esercita all'interfaccia si riducono. Ne consegue un aumento della resistenza allo scambio termico attraverso il film di liquido. Nel caso, poi, di condensazione di miscele non-azeotropiche, bisogna considerare anche la presenza di una resistenza termica aggiuntiva legata al trasporto di massa. Per quanto riguarda, invece, l'effetto della portata specifica ad un prefissato titolo di vapore, l'incremento del coefficiente di scambio termico a seguito dell'aumento della portata trova spiegazione, durante deflusso anulare, sempre nella riduzione dello spessore del film di liquido (si veda Da Riva et al. [49]) e nell'intensificazione della turbolenza in entrambe le fasi, di liquido e di vapore.

Dal confronto tra i coefficienti di scambio termico misurati con i tre diversi refrigeranti, si può desumere che la miscela R32/R1234ze(E) presenta coefficienti di scambio termico più elevati rispetto a quelli rilevati con R515B e R450A, a parità di condizione operativa. In Tabella 13 sono riportati i rapporti tra i coefficienti di scambio termico medi misurati con i tre fluidi nell'intervallo di titoli di vapore analizzato, alle quattro differenti portate testate. In sintesi, si può riassumere che:

- R450A mostra dei coefficienti di scambio termico mediamente più elevati rispetto a R515B alle portate G_{ref} pari a 200 e 600 kg m⁻² s⁻¹ (rispettivamente del 12% e del 6%), mentre a G_{ref} pari a 300 e 400 kg m⁻² s⁻¹ non si riscontrano sostanziali differenze tra gli *HTC* medi dei due fluidi;
- la miscela R32/R1234ze(E) presenta dei coefficienti di scambio termico mediamente più elevati rispetto ad entrambe le altre miscele, a tutte le portate specifiche considerate; questo vantaggio varia tra il 18% e il 31% rispetto a R515B e tra 17% e 26% rispetto a R450A.

I coefficienti di scambio termico più elevati presentati dalla miscela sono da ricondursi alla presenza del componente R32 (75% in massa). In Tabella 14 è riportato un confronto tra alcune delle principali proprietà termodinamiche e di trasporto termico delle tre miscele in esame e dei fluidi puri R1234ze(E) e R32, alla temperatura di saturazione media di 40 °C. Si osserva, in particolare, che R32 presenta una conducibilità termica del liquido più elevata degli altri fluidi e densità e viscosità del liquido più basse.

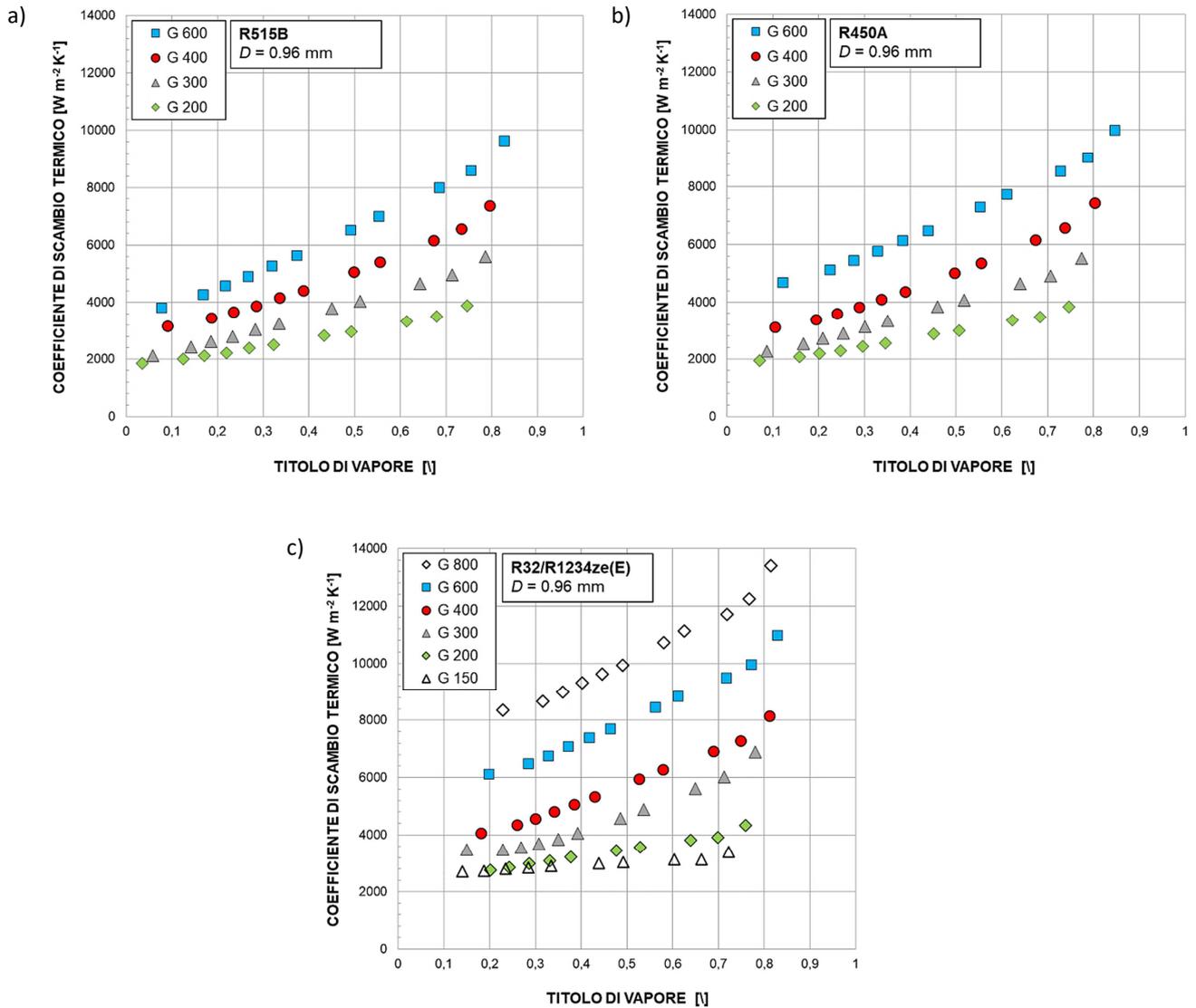


Figura 21. Coefficiente di scambio termico in funzione del titolo di vapore durante la condensazione di R515B, R450A e della miscela R32/R1234ze(E) entro tubo di diametro 0.96 mm a temperatura di saturazione media pari a 40°C. G è la portata specifica [$\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$].

Tabella 13. Rapporto tra i coefficienti di scambio termico medi misurati a quattro diverse portate specifiche con i tre refrigeranti utilizzati.

G_{ref} [$\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$]	R450A rispetto R515B	R32/R1234ze(E) rispetto R515B	R32/R1234ze(E) rispetto 450A
600	1.12	1.31	1.17
400	0.99	1.18	1.19
300	1.01	1.27	1.26
200	1.06	1.26	1.19
200÷600	1.05	1.27	1.21

Tabella 14. Confronto delle proprietà termodinamiche dei refrigeranti testati e dei componenti puri R1234ze(E) e R32, calcolate con REFPROP 10.0 [38], a temperatura di saturazione media pari a 40 °C.

	R1234ze(E)	R32	R515B	R450A	R32/R1234ze(E)
pressione [bar]	7.7	24.8	7.6	8.9	21.8
temperatura di bolla [°C]	40	40	40	39.69	38.48
glide di temperatura [K]	0	0	0	0.63	3.05
ρ_L [kg m ⁻³]	1111.5	893.04	1128.3	1122.9	947.5
ρ_V [kg m ⁻³]	40.6	73.3	41.7	46.1	70.9
λ_L [mW m ⁻¹ K ⁻¹]	69.2	114.6	68.3	71.1	106.1
μ_L [μPa s]	157.9	95.0	159.9	157.4	103.3

Si considerino, ora, i risultati ottenuti con la miscela R32/R1234ze(E) alla portata specifica di 150 kg m⁻² s⁻¹. Il coefficiente di scambio termico presenta, in questo caso, un ridotto incremento all'aumentare del titolo di vapore; in particolare, a $x < 0.4$ i valori di HTC misurati tendono a sovrapporsi, mostrando un profilo più piatto rispetto al variare del titolo. Questo comportamento può essere spiegato considerando i coefficienti di scambio termico dei fluidi puri R32 e R1234ze(E) misurati in condensazione nello stesso minicanale di diametro 0.96 mm [27,30]. In Matkovic et al. [27] si mostra che, con R32 a titolo di vapore compreso tra 0.1 e 0.7, la portata specifica mostra un effetto trascurabile sul coefficiente di scambio termico quando G_{ref} passa da 200 a 100 kg m⁻² s⁻¹. In Del Col et al. [30] si osserva, invece, che con R1234ze(E), a titolo sempre compreso tra 0.1 e 0.7, i coefficienti di scambio termico a $G_{ref} = 200$ kg m⁻² s⁻¹ sono più elevati di quelli misurati a $G_{ref} = 150$ kg m⁻² s⁻¹. Per una miscela di R32 e R1234ze(E), come quella in esame, ci si aspetta un comportamento intermedio tra questi due registrati con i singoli componenti puri. Una spiegazione fisica di questi risultati può essere fornita prendendo in considerazione i risultati di simulazioni numeriche presenti in letteratura. In Da Riva et al. [49] è stata studiata la condensazione di R134a in un canale di diametro interno pari a 1 mm, mediante simulazioni numeriche VOF (*Volume of Fluid*). Sotto l'ipotesi di film liquido laminare, i risultati forniti dalle simulazioni a $0.4 < x < 0.8$ indicano un effetto trascurabile della portata di refrigerante sul coefficiente di scambio termico, con un andamento piatto della curva di HTC in funzione del titolo di vapore. Invece, l'influenza della portata sul coefficiente di scambio termico diventa rilevante quando il film liquido è turbolento. Simili risultati sono stati ottenuti da Toninelli et al. [50] con R1234ze(E) e R32. Pertanto, per i dati sperimentali qui presentati, si può concludere che, per titolo di vapore tra 0.4 e 0.8, il film di liquido dovrebbe essere turbolento fino alla portata specifica più bassa misurata ($G_{ref} = 150$ kg m⁻² s⁻¹). A titolo di vapore inferiore a 0.4, ci si può attendere che il regime di deflusso da anulare diventi intermittente. Secondo il lavoro di Garimella et al. [51], riguardo la condensazione di R134a all'interno di un canale di diametro interno 1 mm, a $G_{ref} = 200$ kg m⁻² s⁻¹ il regime intermittente si manifesta a titoli di vapore $x < 0.3$. Nel caso di R32 in condensazione all'interno di un canale *multi-port* con $D_i = 1$ mm, a temperatura di saturazione pari a 15 °C e G_{ref} sempre pari a 200 kg m⁻² s⁻¹, la transizione verso regime intermittente avviene a titolo di vapore pari a 0.25 (si veda Jige et al. [52]). Il deflusso bifase di R32 e R1234ze(E) all'interno di un microcanale *multi-port* a 24 porte, con $D_i = 0.643$ mm a temperatura di saturazione di 30 °C, è stato analizzato da Li et al. [53,54]. La transizione al regime intermittente è stata osservata a titoli di vapore pari a 0.35 e 0.45, rispettivamente per R1234ze (E) e R32. Alla luce di tutti questi risultati, il comportamento della miscela R32/R1234ze(E) in esame a $G_{ref} = 150-200$ kg m⁻² s⁻¹ e $x < 0.4$ (scarsa dipendenza di HTC dalla portata specifica e dal titolo di vapore) può essere spiegato considerando il cambiamento del regime di deflusso, da anulare a intermittente, che si realizza a queste portate specifiche.

2.7.1 Effetto della composizione per la miscela R32/R1234ze(E) durante la condensazione

In Figura 22 è riportato un confronto tra il coefficiente di scambio termico misurato in condensazione della miscela R32/R1234ze(E) (0.75/0.25) e quello ottenuto con i due componenti puri, R32 e R1234ze(E), e con altre due miscele a diversa composizione massica, rispettivamente 0.23/0.77 e 0.46/0.54 (i dati sono riportati in [27,30,32]). Il confronto è compiuto a quattro differenti portate specifiche (pari a 200, 400, 600 e 800 $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$) e due diversi titoli di vapore (pari a 0.4 e 0.6); nell'asse delle ascisse è riportata la frazione di massa di R32 (0 corrisponde a R1234ze(E) puro e 1 corrisponde a R32 puro). Si nota che il coefficiente di scambio termico delle tre miscele è inferiore al valore determinato con l'interpolazione lineare tra i due casi limite di R1234ze(E) e R32 puri. La penalizzazione del coefficiente di scambio termico per queste condizioni operative è, più in dettaglio, riportata in Tabella 15.

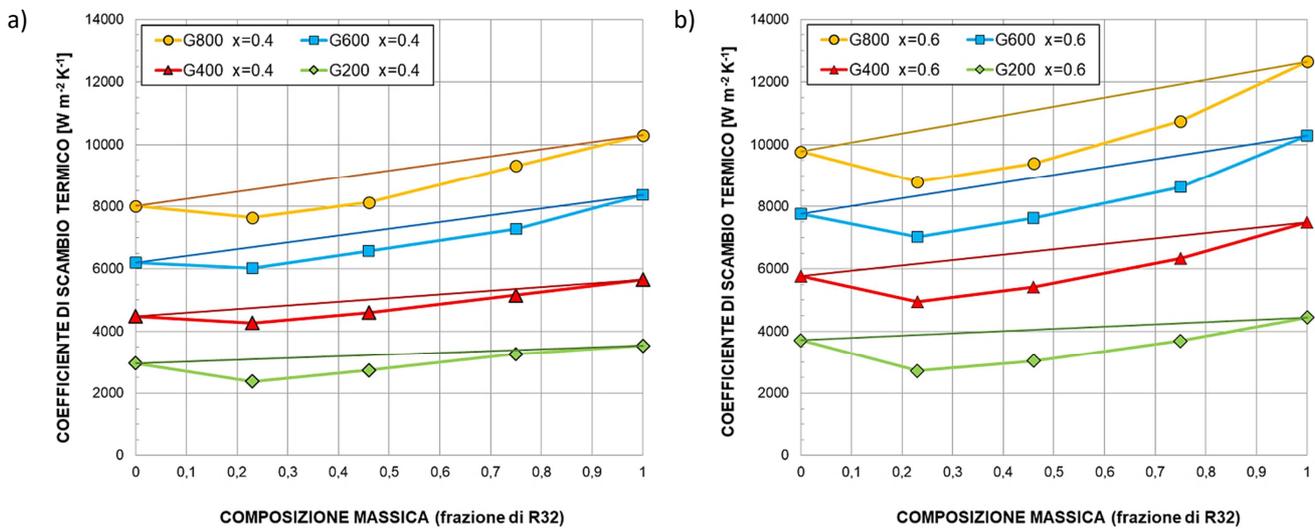


Figura 22. Coefficiente di scambio termico in funzione della composizione massica di R32/R1234ze(E) (zero corrisponde a R1234ze(E) puro e 1 a R32 puro). I dati riportati sono riferiti alle portate specifiche di 800, 600, 400 e 200 $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$ e a titolo di vapore $x = 0.4$ (a) e $x = 0.6$ (b) per R1234ze(E) puro, R32 puro e tre miscele di R32/R1234ze(E) a diversa concentrazione.

Tabella 15. Penalizzazione del coefficiente di scambio termico misurato con le tre miscele R32/R1234ze(E) a diverse concentrazioni massiche, rispetto ai valori ottenuti con l'interpolazione lineare, a titolo di vapore $x = 0.4$ (a sinistra) e $x = 0.6$ (a destra).

$x = 0.4$			
G_{ref} [$\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$]	0.23/0.77	0.46/0.54	0.75/0.25
800	-10.5 %	-10.3 %	-4.3 %
600	-10.3 %	-8.9	-7.2 %
400	-10.3 %	-8.5	-3.8 %
200	-23.1 %	-15.2	-3.7 %

$x = 0.6$			
G_{ref} [$\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$]	0.23/0.77	0.46/0.54	0.75/0.25
800	-15.7 %	-15.3 %	-9.9 %
600	-15.8 %	-14.4 %	-10.5 %
400	-19.8 %	-17.4 %	-10.1 %
200	-30.2 %	-24.9 %	-13.3 %

Questo scostamento rispetto all'interpolazione lineare può essere spiegato considerando la resistenza al trasporto di massa. Durante il processo di condensazione di una miscela zeotropica (caso della miscela di R32/R1234ze(E) presentata) il processo di condensazione non è isoterma ma la temperatura varia tra quella di rugiada e quella di bolla. Durante il processo di condensazione inoltre, la composizione di entrambi le fasi cambia e la concentrazione locale del componente più volatile (R32 in questo caso) aumenta nella fase vapore. Questo processo crea un gradiente di concentrazione tra l'interfaccia liquido-vapore e il flusso di vapore; un gradiente di concentrazione simile è presente nel film liquido. Con il procedere della condensazione, entrambi i componenti della miscela devono diffondere nella fase vapore e in quella liquida: questo fenomeno introduce un'ulteriore resistenza che può essere considerata come una resistenza termica aggiuntiva. Dai dati sperimentali si può osservare che la penalizzazione più alta si verifica con la miscela con composizione 0.23/0.77 (che presenta il maggiore glide di temperatura, pari a 11 K) mentre la miscela 0.75/0.25 (glide pari a 3.2 K) mostra la penalizzazione più bassa. Questo conferma quanto sottolineato da vari lavori in letteratura (ad esempio, Fronk et al. [56]): miscele con elevato glide di temperatura sono tipicamente soggette ad una maggiore degradazione del coefficiente di scambio termico rispetto a miscele con glide basso. La penalizzazione è, inoltre, funzione anche della portata specifica e del titolo di vapore. In particolare, essa è più evidente al titolo di vapore maggiore ($x = 0.6$) e alla portata specifica minore ($G_{ref} = 200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$). Infatti, una riduzione della portata di refrigerante porta ad una riduzione della velocità del vapore e della turbolenza, determinando un aumento della resistenza al trasporto di massa. Mediamente, con riferimento alla miscela a concentrazione 0.75/0.25, si può riassumere che:

- il coefficiente di scambio termico misurato è inferiore dell'11.9% rispetto a quello di R32 puro;
- il coefficiente di scambio termico misurato è superiore del 12.7% rispetto a quello di R1234ze(E) puro;
- la riduzione del coefficiente di scambio termico rispetto all'interpolazione lineare è pari al 8.9%.

In Tabella 16 sono riportate le incertezze sperimentali medie sul titolo di vapore e sul coefficiente di scambio termico rilevate durante i test in condensazione nella sezione sperimentale da 0.96 mm, per le tre miscele utilizzate.

Tabella 16. Incertezze sperimentali sul coefficiente di scambio termico e il titolo di vapore, durante le prove in condensazione nella sezione da 0.96 mm, per i tre refrigeranti testati.

R515B		
G_{ref} [kg m ⁻² s ⁻¹]	$U_c(x)$ media [-]	$U_c(HTC)$ media [%]
600	0.01	5.3
400	0.01	5.8
300	0.02	6.1
200	0.02	6.8

R450A		
G_{ref} [kg m ⁻² s ⁻¹]	$U_c(x)$ media [-]	$U_c(HTC)$ media [%]
600	0.01	5.4
400	0.01	5.7
300	0.02	6.0
200	0.02	6.0

R32/R1234ze(E) (0.75/0.25)		
G_{ref} [kg m ⁻² s ⁻¹]	$U_c(x)$ media [-]	$U_c(HTC)$ media [%]
800	0.01	3.7
600	0.01	3.6
400	0.01	4.3
300	0.02	7.5
200	0.02	6.4
150	0.03	8.1

2.8 Risultati dei test sperimentali in vaporizzazione nella sezione da 0.96 mm

I test in vaporizzazione sono stati effettuati con la miscela quasi-azeotropica R450A e con la miscela R32/R1234ze(E) (composizione massica 0.75/0.25) all'interno del minicanale di diametro interno $D_i = 0.96$ mm. Dato che la vaporizzazione avviene utilizzando acqua come fluido secondario (come succede in molti scambiatori in svariati processi industriali), questo permette di imporre come variabile al contorno la temperatura al posto di fissare il flusso termico, come avviene negli esperimenti di vaporizzazione in cui si utilizzano dei riscaldatori elettrici. Il risultato è che il flusso termico risulta noto solo dopo la riduzione dei dati e quindi per una data portata di refrigerante vengono effettuati numerosi test variando la portata d'acqua e la temperatura di ingresso dell'acqua. In totale sono stati collezionati più di 700 punti sperimentali per analizzare gli effetti del flusso termico, del titolo di vapore e della portata di refrigerante. Tutti i coefficienti di scambio termico riportati in questa sezione si riferiscono a una condizione prima dell'inizio del dryout. Le Figure 23 e 24 riportano tutti i punti sperimentali acquisiti per R450A e la miscela R32/R1234ze(E). Sono state testate quattro portate specifiche: 300-400-500-600 $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$.

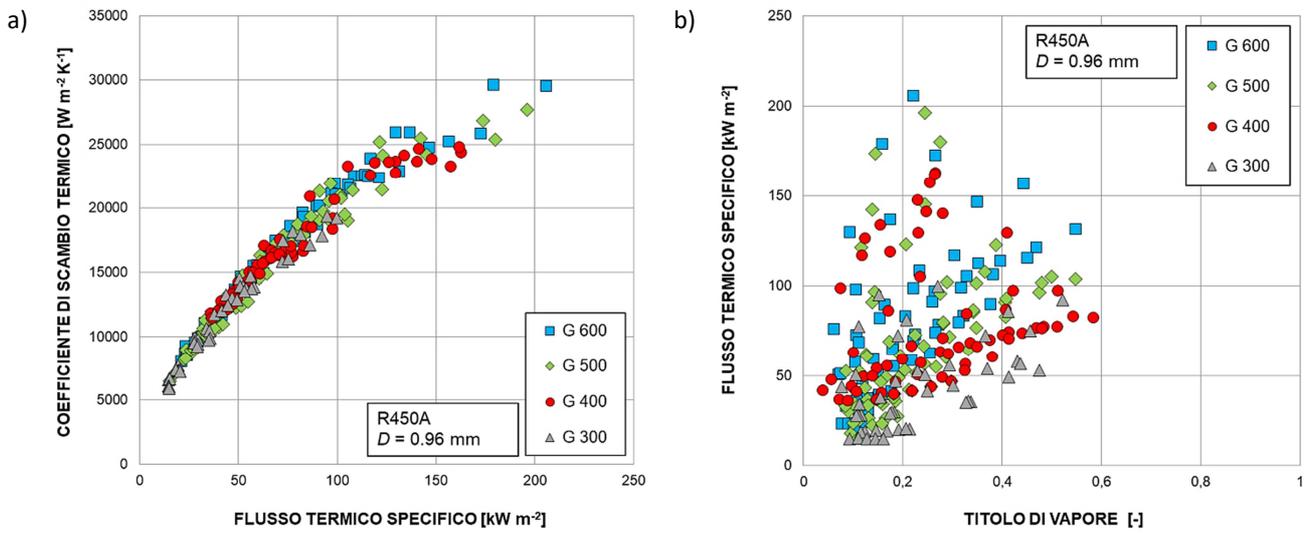


Figura 23. Vaporizzazione di R450A entro minicanale di diametro interno pari a 0.96 mm alla pressione di 6.9 bar (corrispondente ad una saturazione di circa 30°C). a) Coefficiente di scambio termico in funzione del flusso termico specifico. b) Flusso termico specifico in funzione del titolo di vapore. G è la portata specifica [$kg m^{-2} s^{-1}$].

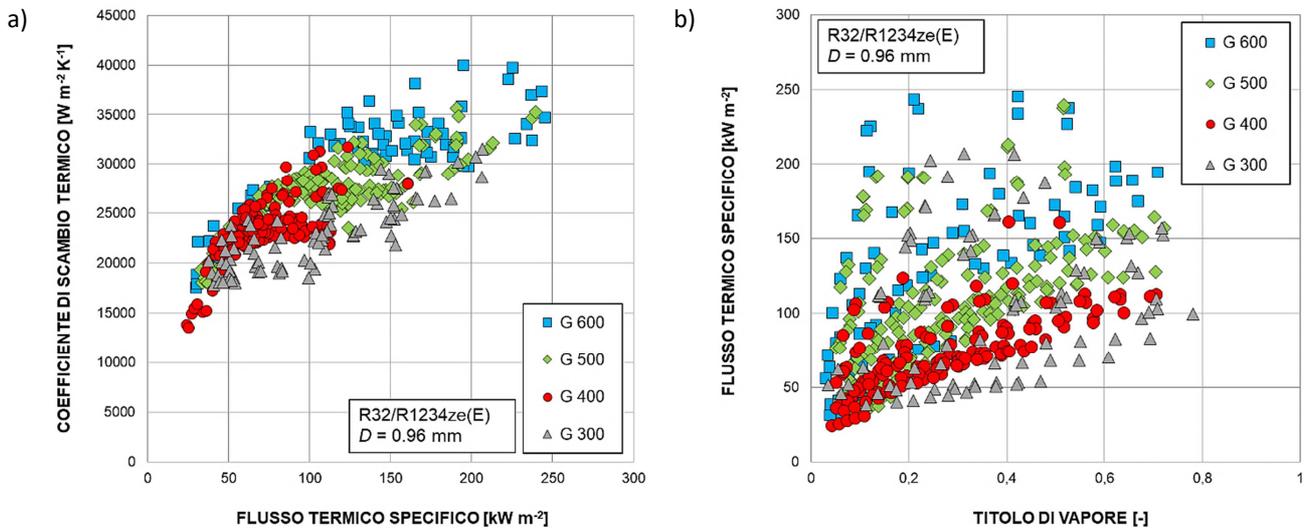


Figura 24. Vaporizzazione della miscela R32/R1234ze(E) (0.75/0.25) entro minicanale di diametro interno pari a 0.96 mm alla pressione di 16.9 bar (corrispondente ad una saturazione di circa 30°C). a) Coefficiente di scambio termico in funzione del flusso termico specifico. b) Flusso termico specifico in funzione del titolo di vapore. G è la portata specifica [$kg m^{-2} s^{-1}$].

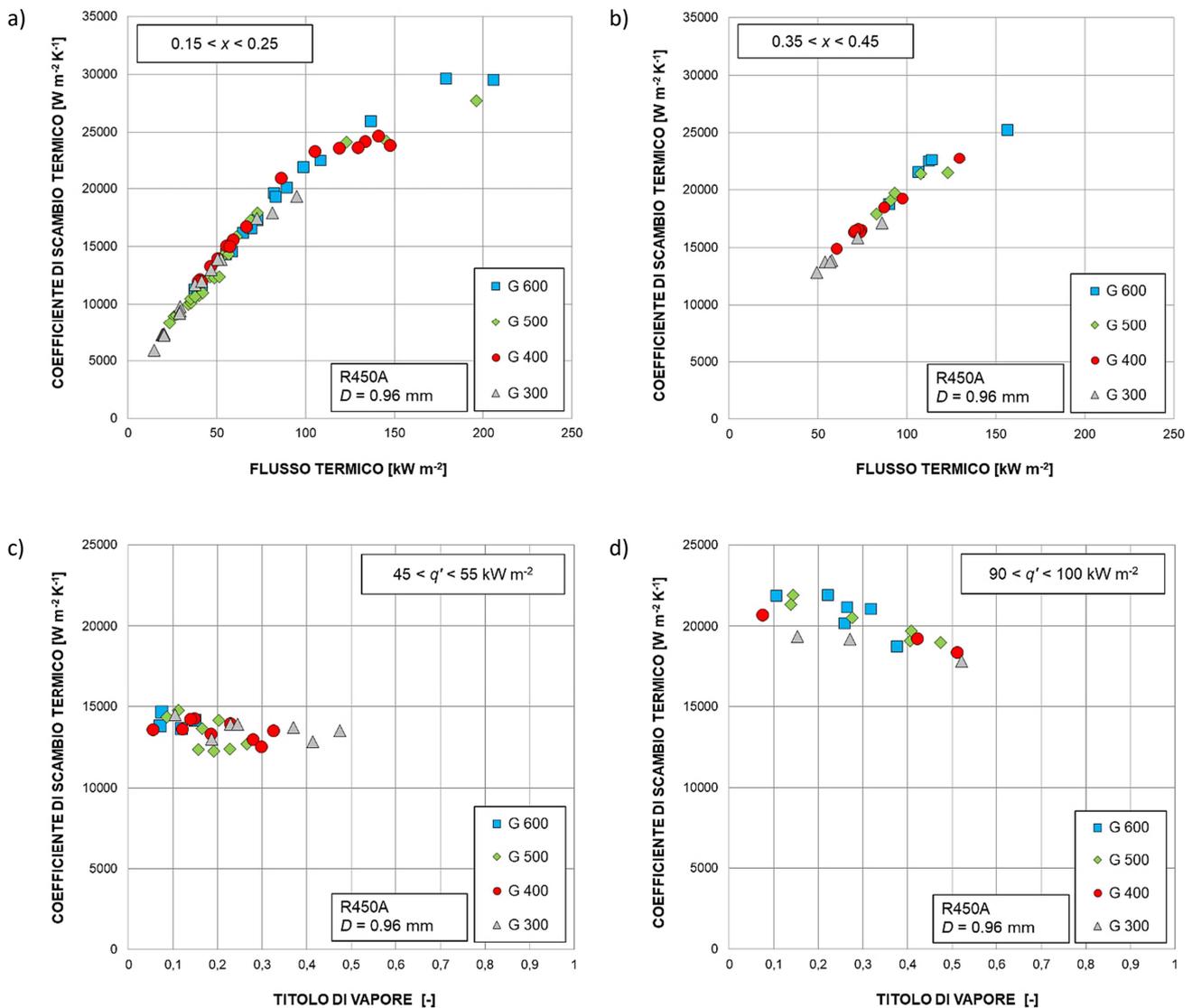


Figura 25. Vaporizzazione di R450A entro minicanale di diametro interno pari a 0.96 mm alla pressione di 6.9 bar (corrispondente ad una saturazione di circa 30°C).

a), b) Coefficiente di scambio termico in funzione del flusso termico specifico, per due differenti range del titolo di vapore, rispettivamente $0.15 < x < 0.25$ (a) e $0.35 < x < 0.45$ (b).

c), d) Coefficiente di scambio termico in funzione del titolo di vapore a flusso termico specifico q' compreso tra 45 e 55 kW m^{-2} (c) e tra 90 e 100 kW m^{-2} (d). G è la portata specifica [$\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$].

Per meglio analizzare gli effetti dei vari parametri sul coefficiente di scambio termico, nelle Figure 25 e 26 il coefficiente è stato riportato per limitati intervalli del flusso termico specifico o del titolo di vapore. Per il fluido R450A, sono riportati i risultati in funzione del flusso termico specifico q' a due differenti range del titolo di vapore ($0.15 < x < 0.25$ e $0.35 < x < 0.45$); per la miscela R32/R1234ze(E), il coefficiente di scambio termico è riportato in funzione di q' per titolo di vapore compreso tra 0.15 e 0.25. A titolo di vapore costante, si osserva che il coefficiente di scambio termico aumenta con il flusso termico specifico. Confrontando i grafici dei due fluidi a titolo di vapore $x = 0.15 \div 0.25$, si nota, però, che questo andamento è diverso nei due casi. Per la miscela R32/R1234ze(E), infatti, la pendenza del coefficiente di scambio termico in funzione del flusso termico specifico diminuisce in modo decisamente più marcato a flussi termici elevati, rispetto a R450A. Questo risultato è da ricondursi al maggiore glide di temperatura della miscela R32/R1234ze(E), pari a 3.2 K contro 0.6 K di R450A. In accordo con Tibirica et al. [57], un aumento

del flusso termico specifico conduce ad un incremento dei siti di nucleazione attivi nel canale e, in conseguenza, questo determina un coefficiente di scambio termico più elevato. Tuttavia, ad alto q' , l'aumento di HTC con il flusso termico specifico diventa più debole (Figura 26 a), poiché il processo di diffusione di massa più faticosamente riesce a sostenere la crescita della bolla. In queste condizioni, la resistenza al trasporto di massa può essere ridotta aumentando la portata specifica di refrigerante. È questa la ragione che determina un incremento del coefficiente di scambio termico con la portata specifica; effetto che visibile considerando i dati della miscela R32/R1234ze(E) passando dalla portata specifica 300 $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$ a 600 $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$.

Nelle Figure 25 e 26 è riportato, inoltre, l'andamento del coefficiente di scambio termico in funzione del titolo di vapore, per il fluido R450A a flussi termici specifici $45 < q' < 55 \text{ kW m}^{-2}$ e $90 < q' < 100 \text{ kW m}^{-2}$ e per la miscela R32/R1234ze(E) a $110 < q' < 120 \text{ kW m}^{-2}$. Si nota che HTC tende a decrescere all'aumentare del titolo di vapore, per tutte le portate specifiche osservate. Questo risultato è confermato da altri studi sperimentali della vaporizzazione di fluidi puri in microcanali [58-60]. Una possibile spiegazione, proposta da Yin et al. [61,62], può essere rappresentata dalla sempre maggiore diminuzione dello strato di liquido attorno alle bolle allungate, ovvero alla parziale essiccazione del film di liquido, come predetto dal modello di Dupont et al. [63] per l'evaporazione di bolle allungate. Tuttavia, il ruolo dell'ebollizione nucleata nei microcanali non è ancora chiaro. Tibirica et al. [57] hanno dimostrato che i siti di nucleazione sono attivi per tutti i regimi di deflusso. Quindi lo scambio termico in vaporizzazione all'interno di microcanali è controllato da due meccanismi: l'evaporazione del film di liquido (in regimi caratterizzati da bolle allungate e in deflusso anulare) e la nucleazione di bolle sulle pareti del canale. La soppressione della componente di nucleazione ad elevati titoli di vapore può rappresentare una spiegazione alternativa della riduzione del coefficiente di scambio termico all'aumentare del titolo di vapore.

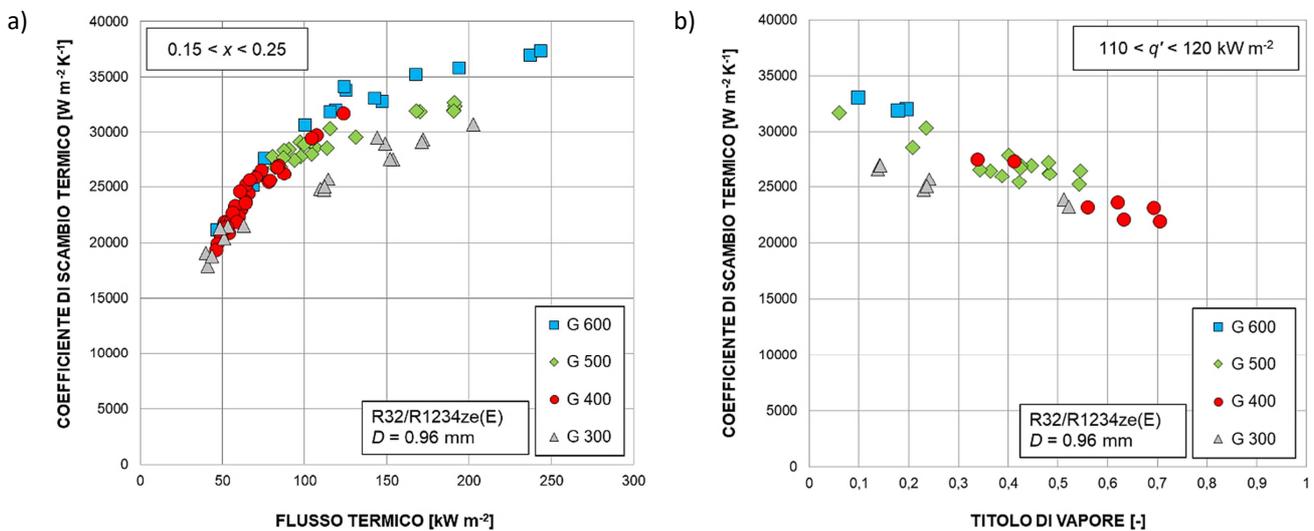


Figura 26. Vaporizzazione della miscela R32/R1234ze(E) (0.75/0.25) entro minicanale di diametro interno pari a 0.96 mm alla pressione di 16.9 bar (corrispondente ad una saturazione di circa 30°C).

a) Coefficiente di scambio termico in funzione del flusso termico specifico a titolo di vapore $0.15 < x < 0.25$.

b) Coefficiente di scambio termico in funzione del titolo di vapore a flusso termico specifico $110 < q' < 120 \text{ kW m}^{-2}$. G è la portata specifica [$\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$].

In sintesi, si possono riassumere i risultati sperimentali come segue:

- il coefficiente di scambio termico varia notevolmente con il flusso termico specifico e diminuisce all'aumentare del titolo di vapore;

- un effetto della portata specifica è visibile per la miscela zeotropica R32/R1234ze(E): in queste condizioni, un incremento della portata determina un coefficiente di scambio termico più elevato.

2.8.1 Effetto della composizione per la miscela R32/R1234ze(E) durante la vaporizzazione

È possibile inoltre confrontare i coefficienti di scambio termico in vaporizzazione della miscela R32/R1234ze(E) con quelli ottenuti con R32 e R1234ze(E) puri nella stessa sezione sperimentale, presentati in Del Col et al. [64] (test con R32) e in Bortolin et al. [58] (test con R1234ze(E)). In Figura 27 a) è riportato il coefficiente di scambio termico misurato con questi tre refrigeranti in funzione del titolo di vapore. Si può constatare che la miscela presenta, a parità di portata specifica, titolo di vapore e flusso termico specifico, dei coefficienti di scambio termico intermedi tra quelli di R32 puro e R1234ze(E) puro. È interessante notare come, sebbene le proprietà della miscela siano abbastanza simili a quelle di R32, essendo quest'ultimo il componente principale (75% in massa), il coefficiente di scambio termico è più prossimo a quello di R1234ze(E). In Figura 27 b) è inoltre riportato il rapporto tra il valore di HTC misurato sperimentalmente e quello ottenuto con una interpolazione lineare tra i due casi di R32 puro e R1234ze(E) puro, in funzione di due differenti composizioni massiche della miscela R32/R1234ze(E) (0.5/0.5 e 0.75/0.25): composizione massica uguale a 0 corrisponde a R1234ze(E) puro, mentre 1 corrisponde a R32. I dati della miscela a composizione 0.5/0.5 sono presentati in Azzolin et al. [34]. Sono riportati i risultati a titolo di vapore $x = 0.2$ e due flussi termici, pari rispettivamente a 50 e 100 kW m⁻². Per i due casi di fluido puro il rapporto risulta ovviamente unitario. La penalizzazione del coefficiente di scambio termico rispetto all'interpolazione lineare per la miscela a composizione 0.75/0.25 (glide pari a 3.3 K) risulta di circa il 30%, mentre per la miscela 0.5/0.5 (glide pari a 7.7 K) di circa il 45÷50%. Si vede, dunque, che all'aumentare del glide di temperatura, risulta una maggiore degradazione del coefficiente di scambio termico. Più in dettaglio, la riduzione del coefficiente di scambio termico rispetto all'interpolazione lineare è provocata da due fenomeni:

- la resistenza aggiuntiva al trasporto di massa, dato che, durante la vaporizzazione, il vapore che si forma è più ricco del componente più volatile (R32, nel caso in esame), mentre il liquido in prossimità delle bolle o dell'interfaccia liquido-vapore diventa più ricco del componente meno volatile (R1234ze(E) in questo caso). A causa di questo gradiente di concentrazione, R32 deve diffondere attraverso R1234ze(E) prima di arrivare all'interfaccia e vaporizzare e questo induce una resistenza termica al trasporto di massa;
- il riscaldamento sensibile, dato che lungo la sezione di misura, il titolo di vapore locale aumenta e quindi, per una miscela zeotropica, anche la temperatura di saturazione. In conseguenza, si verifica un incremento del flusso termico sensibile necessario per riscaldare il liquido e il vapore alla temperatura di evaporazione.

In Tabella 17 sono riportate le incertezze sperimentali sul coefficiente di scambio termico e sul titolo di vapore durante i test in vaporizzazione nella sezione sperimentale da 0.96 mm.

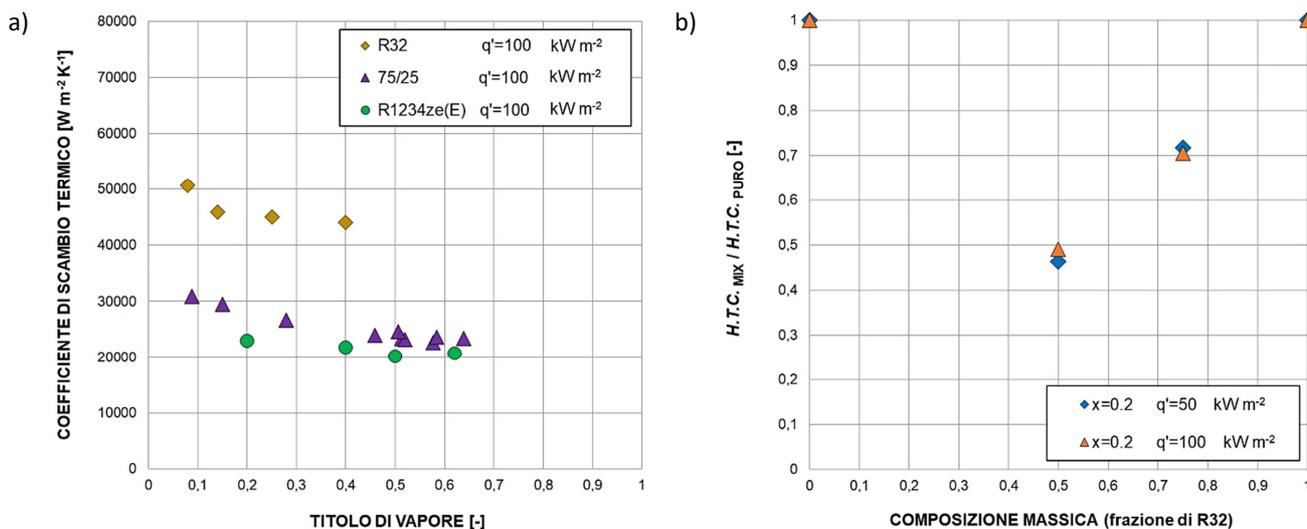


Figura 27. a) Coefficiente di scambio termico in vaporizzazione in funzione del titolo di vapore per R32, R1234ze(E) e la miscela R32/R1234ze(E) (0.75/0.25) a portata specifica $G = 400 kg m^{-2} s^{-1}$ e flusso termico specifico $q' = 100 kW m^{-2} \pm 5 kW m^{-2}$.

b) Rapporto tra il coefficiente di scambio termico della miscela e quello ottenuto da una interpolazione lineare dei valori dei fluidi puri R32 e R1234ze(E), a portata specifica $G = 400 kg m^{-2} s^{-1}$, titolo di vapore $x = 0.2$ e flussi termici specifici $q' = 100 kW m^{-2}$ e $50 kW m^{-2} \pm 5 kW m^{-2}$.

Tabella 17. Incertezze sperimentali sul coefficiente di scambio termico e il titolo di vapore, durante le prove in vaporizzazione nella sezione da 0.96 mm, per i due refrigeranti testati.

R450A		
G_{ref} [$kg m^{-2} s^{-1}$]	$U_c(x)$ media [-]	$U_c(HTC)$ media [%]
600	0.02	7.0
500	0.02	7.0
400	0.02	5.9
300	0.02	8.7

R32/R1234ze(E) (0.75/0.25)		
G_{ref} [$kg m^{-2} s^{-1}$]	$U_c(x)$ media [-]	$U_c(HTC)$ media [%]
600	0.01	8.9
500	0.01	7.7
400	0.01	6.6
300	0.02	4.8

2.9 Risultati dei test di misura delle perdite di carico nella sezione da 0.96 mm

Le misure delle perdite di carico all'interno del minicanale di diametro interno $D_i = 0.96$ mm sono state condotte con i fluidi refrigeranti R515B e R450A. Le misure sono state effettuate in regime adiabatico durante il deflusso monofase o bifase fissando il titolo in ingresso e alla temperatura di saturazione media pari a 40 °C. È possibile, quindi, valutare l'effetto dei soli fenomeni di attrito sulla caduta di pressione.

2.9.1 Test di misura delle perdite di carico in deflusso monofase

In Figura 28 sono riportati i risultati delle misure delle perdite di carico durante deflusso monofase. Il fattore di attrito f è determinato in funzione delle perdite di carico misurate e della portata specifica tramite la (Eq. 26). Il parametro L è la lunghezza della sezione di misura (pari a 220 mm). La densità ρ e la viscosità dinamica μ sono determinate con il software REFPROP 10.0 [38]; i valori di temperatura e pressione utilizzati sono ricavati tramite la media aritmetica dei valori misurati all'ingresso e all'uscita della sezione di misura.

Per quanto riguarda il fluido R515B, i test sono stati effettuati durante il deflusso monofase sia di liquido ($400 < Re < 1200$, regime laminare) che di vapore ($7\ 000 < Re < 20\ 000$, regime turbolento pienamente sviluppato). Con il fluido R450A, i test si sono svolti durante deflusso monofase liquido, a numero di Reynolds $500 < Re < 5\ 000$. I dati misurati sperimentalmente sono confrontati, sempre in Figura 28, con le correlazioni di Churchill [65] e Blasius [66]. La correlazione di Churchill [65], data dalle (Eq. 46-48), permette di stimare il fattore di attrito durante deflusso monofase sia in regime laminare che in regime turbolento. La rugosità superficiale del canale Ra è pari a 1.3 μm .

$$A^* = \left\{ 2.457 \cdot \ln \left[\left(\frac{7}{Re} \right)^{0.9} + \left(\frac{0.27 \cdot Ra}{D_i} \right) \right]^{-1} \right\}^{16} \quad (46)$$

$$B^* = \left(\frac{37530}{Re} \right)^{16} \quad (47)$$

$$f_{\text{Churchill}} = 2 * \left[\left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + (A^* + B^*)^{-\frac{3}{2}} \right]^{\frac{1}{12}} \quad (48)$$

La correlazione di Blasius [66], invece, data dalla (Eq. 49), permette di calcolare il fattore di attrito durante deflusso monofase in regime turbolento ($Re > 3\ 000$) all'interno di tubi lisci.

$$f_{\text{Blasius}} = \frac{1}{4} \cdot 0.3164 \cdot Re^{-0.25} \quad (49)$$

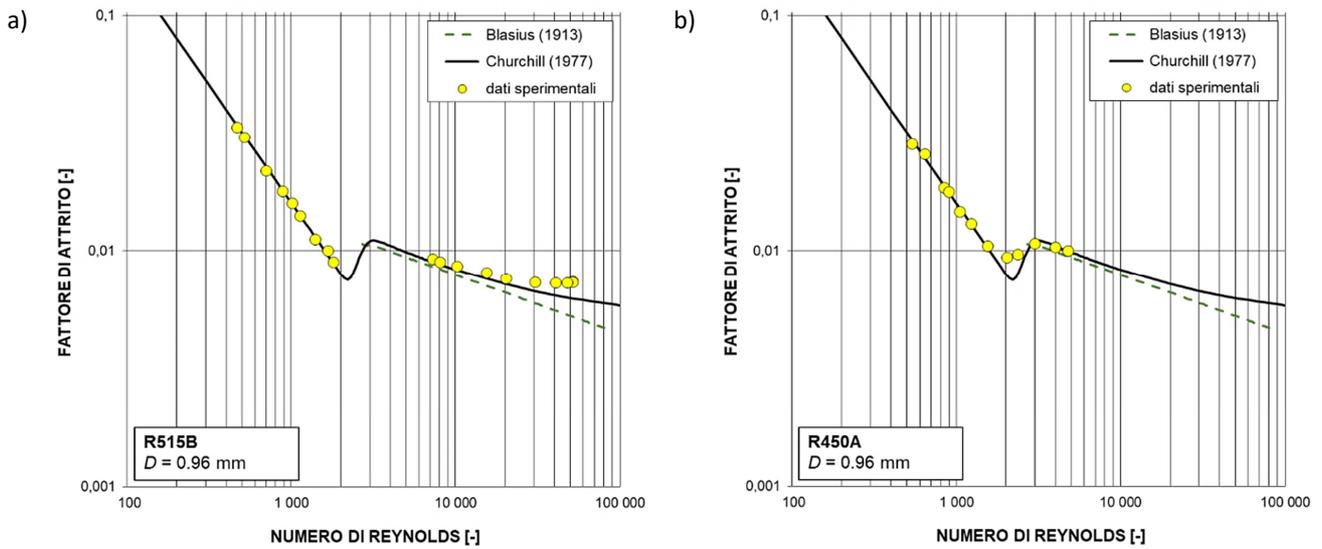


Figura 28. Fattore di attrito in funzione del numero di Reynolds, misurato durante deflusso monofase di R515B e R450A e confronto con le correlazioni di Blasius [66] e Churchill [65].

2.9.2 Test di misura delle perdite di carico in deflusso bifase

I test sperimentali di misura delle perdite di carico durante deflusso bifase adiabatico sono stati effettuati, con le miscele R515B e R450A, a temperatura di saturazione media pari a 40 °C e alle portate specifiche di 200 e 400 kg m⁻² s⁻¹. La Figura 29 riporta il gradiente di pressione misurato per unità di lunghezza in funzione del titolo di vapore; questo gradiente di pressione $(dp/dz)_f$ è dovuto, come si è visto, unicamente all'attrito.

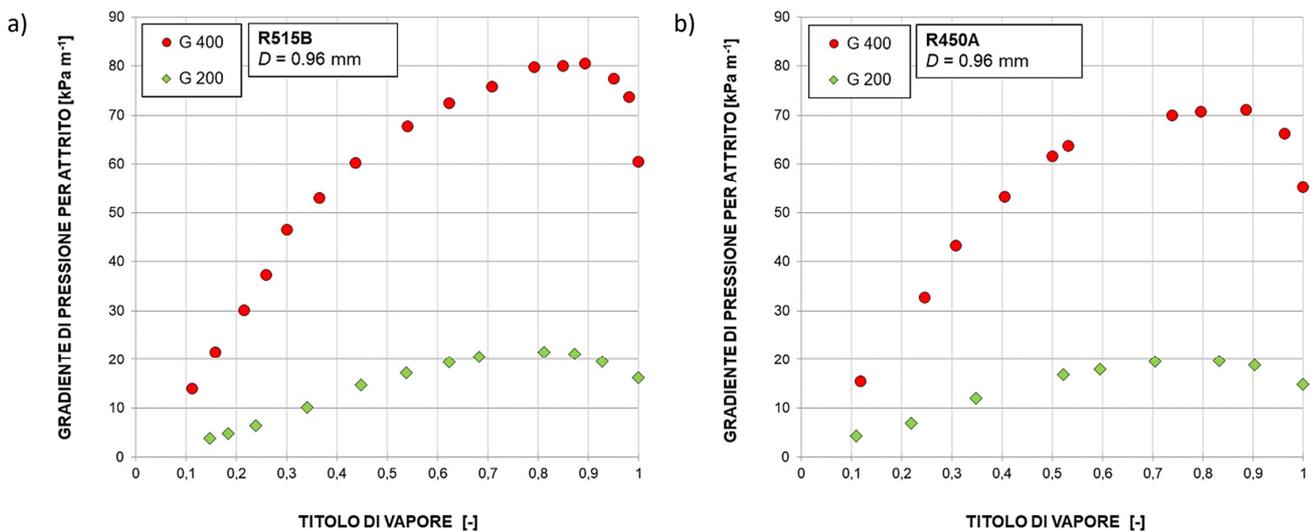


Figura 29. Gradiente di pressione per attrito in funzione del titolo di vapore durante deflusso bifase adiabatico di R515B e R450A alla temperatura di saturazione media di 40 °C. G è la portata specifica [kg m⁻² s⁻¹].

Si osserva che l'andamento del gradiente di pressione è simile per entrambe le portate specifiche testate e con entrambi i refrigeranti. Il gradiente di pressione $(dp/dz)_f$ cresce all'aumentare del titolo di vapore; tuttavia, raggiunto un titolo di vapore intorno a 0.8, la tendenza si inverte ed un ulteriore aumento di x comporta una riduzione del gradiente di pressione misurato. Prendendo in esame l'effetto della portata specifica, un aumento di G_{ref} comporta, a titolo di vapore costante, un innalzamento del gradiente di pressione. Risultati del tutto simili sono stati ottenuti da Cavallini et al. [67] per i fluidi R134a e R32 (a portate specifiche comprese tra 200 e 1000 $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$), da Del Col et al. [68] per il fluido R1234yf (portate specifiche tra 400 e 800 $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$), da Del Col et al. [30] per il fluido R1234ze(E) (portate specifiche tra 200 e 800 $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$), nonché da Del Col et al. [69] e da Azzolin et al. [20] per miscele zeotropiche. Si può quindi concludere che un andamento di questo tipo non è influenzato dal glide di temperatura ma solo dalle condizioni operative e dalle proprietà termofisiche del refrigerante.

Dal confronto tra i risultati ottenuti con le due differenti miscele, si può evidenziare quanto segue:

- a portata specifica pari a 200 $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$ non si riscontrano sostanziali differenze tra i gradienti di pressione misurati con i due fluidi (il gradiente di pressione misurato con R515B è mediamente più elevato di quello misurato con R450A, ma questa penalizzazione non è superiore a 1%);
- a portata specifica pari a 400 $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$ risulta, invece, che il gradiente di pressione per il fluido R515B è maggiore di quello del fluido R450A, mediamente del 6%; più in dettaglio, questa penalizzazione è pari a 8% a $x = 0.3$ e pari a 13% a $x = 0.8$.

In Tabella 18 sono riportate le incertezze sperimentali ottenute durante i test di misura delle perdite di carico in deflusso bifase; sono indicate le incertezze medie sul titolo di vapore e sul gradiente di pressione per attrito.

Tabella 18. Incertezze sperimentali sul gradiente di pressione per attrito e il titolo di vapore, durante le misure delle perdite di carico in deflusso bifase adiabatico nella sezione da 0.96 mm, per i due refrigeranti testati.

R515B		
G_{ref} [$\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$]	$U_c(x)$ media [-]	$U_c(dp/dz)$ media [kPa m^{-1}]
400	0.01	± 0.26
200	0.01	± 0.21

R450A		
G_{ref} [$\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$]	$U_c(x)$ media [-]	$U_c(dp/dz)$ media [kPa m^{-1}]
400	0.01	± 0.19
200	0.01	± 0.21

3 Conclusioni

Il presente lavoro ha permesso di studiare le prestazioni di refrigeranti a basso Potenziale di Riscaldamento Globale (GWP) all'interno di canali di piccolo diametro durante la condensazione e la vaporizzazione. In particolare, utilizzando l'impianto disponibile presso il Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università degli Studi di Padova, sono stati misurati i coefficienti di scambio termico di alcuni fluidi frigoriferi durante la condensazione e la vaporizzazione e le perdite di carico durante il deflusso adiabatico (monofase e bifase). I risultati ottenuti dalle prove sperimentali permettono di trarre le seguenti conclusioni:

- 1- La condensazione all'interno di un minicanale liscio di diametro interno pari a 3.38 mm è stata studiata con i fluidi refrigeranti R1234ze(E), R515B e R450A, alla temperatura di saturazione di 40 °C e a portate specifiche comprese tra 100 e 300 kg m⁻² s⁻¹. Il coefficiente di scambio termico misurato aumenta con la portata specifica e con il titolo di vapore. Alla portata di massa specifica di 100 kg m⁻² s⁻¹ il coefficiente di scambio termico mostra una dipendenza dalla differenza di temperatura tra saturazione e parete a causa del regime di deflusso che a questa portata è in transizione tra anulare e stratificato ondoso. Dal confronto tra i tre differenti refrigeranti emerge che R1234ze(E) presenta mediamente dei coefficienti di scambio termico leggermente più elevati sia di R515B che di R450A, rispettivamente del 5% e del 4%, mentre tra le due miscele non si rilevano sostanziali differenze.
- 2- Sono stati misurati i coefficienti di scambio termico durante la condensazione all'interno di un canale di diametro interno uguale a 0.96 mm dei refrigeranti R515B, R450A e di una miscela R32/R1234ze(E) con composizione massica 0.75/0.25, alla temperatura di saturazione media di 40 °C. Le portate specifiche testate sono comprese tra 150 e 800 kg m⁻² s⁻¹. I risultati mostrano che la miscela R32/R1234ze(E) presenta dei coefficienti di scambio termico più elevati rispetto sia a R515B (mediamente del 25%) sia a R450A (mediamente del 22%). Questo aumento del coefficiente di scambio termico è dovuto alle migliori proprietà termodinamiche e di trasporto termico della miscela che contiene R32 (componente della miscela al 75% in massa) e che in particolare ha una conducibilità termica del liquido più elevata e una densità e una viscosità del liquido più basse rispetto agli altri fluidi. Tuttavia la miscela R32/R1234ze(E) testata è zeotropica e presenta un glide di temperatura pari a 3.2 K (alla temperatura di saturazione media di 40 °C). Per valutare l'effetto della resistenza al trasporto di massa della miscela zeotropica, i dati sperimentali sono stati confrontati con quelli misurati nello stesso canale con due miscele di R32/R1234ze(E) a composizione differente, pari a 0.23/0.77 e 0.46/0.54 e con i componenti puri. Si è riscontrato che all'aumentare del glide di temperatura della miscela si assiste ad una degradazione del coefficiente di scambio termico. I coefficienti di scambio termico misurati per le 3 miscele zeotropiche di R32/R1234ze(E) risultano sempre minori rispetto a quelli determinati con un'interpolazione lineare tra i due valori dei fluidi puri R1234ze(E) e R32. Questa penalizzazione, per la miscela 0.75/0.25 risulta del 7% a titolo di vapore pari a 0.4 e portata specifica uguale a 600 kg m⁻² s⁻¹.
- 3- Sono stati condotti dei test sperimentali per misurare il coefficiente di scambio termico durante la vaporizzazione di R450A e della miscela R32/R1234ze(E) (0.75/0.25) all'interno del canale di diametro interno 0.96 mm e a temperatura di saturazione media pari a 30 °C. Sono state testate quattro portate specifiche comprese tra 300 e 600 kg m⁻² s⁻¹. Si è osservato un incremento del coefficiente di scambio termico all'aumentare del flusso termico specifico, a titolo di vapore costante. Invece, un aumento del titolo di vapore, a flusso termico specifico costante, provoca una riduzione del coefficiente di scambio termico; questa tendenza è stata rilevata a tutte le portate specifiche testate e con entrambi i fluidi in esame. I coefficienti di scambio termico misurati con la miscela R32/R1234ze(E) (0.75/0.25) sono stati confrontati con quelli di una miscela a composizione 0.5/0.5 e con quelli dei fluidi R32 e R1234ze(E) puri, a parità di condizione operativa. In modo simile a quanto riscontrato nel caso della condensazione, si assiste ad una penalizzazione del coefficiente di scambio termico delle due miscele rispetto al caso teorico di interpolazione lineare tra i valori dei

due fluidi puri. Ad una portata specifica di $400 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ e un titolo di vapore pari a 0.2, il coefficiente di scambio termico per la miscela 0.5/0.5 (glide pari a 7.7 K a temperatura di saturazione media di $30 \text{ }^\circ\text{C}$), risulta più basso del 50%, mentre per la miscela 0.75/0.25 (glide pari a 3.3 K a temperatura di saturazione media di $30 \text{ }^\circ\text{C}$) risulta più basso del 30% rispetto al caso teorico di interpolazione lineare tra i valori dei due fluidi puri.

- 4- Sono state misurate le perdite di carico in regime adiabatico sia monofase che bifase con i fluidi R515B e R450A, all'interno di un minicanale liscio di diametro interno pari a 0.96 mm. I test sperimentali durante il deflusso bifase, condotti alla temperatura di saturazione di $40 \text{ }^\circ\text{C}$ e alle portate specifiche pari a 200 e $400 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$, hanno evidenziato che il gradiente di pressione aumenta con il titolo di vapore, a portata specifica costante, fino ad un titolo di vapore pari a circa 0.8; per valori più elevati del titolo l'andamento si inverte e si assiste ad una riduzione. Le perdite di carico aumentano, inoltre, con la portata specifica. Confrontando i dati sperimentali di R515B e R450A, si rileva che alla portata specifica pari a $200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ non si presentano sensibili differenze tra i gradienti di pressione misurati con i due fluidi, mentre alla portata specifica di $400 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ il fluido R515B manifesta delle perdite di carico mediamente più elevate del 6% rispetto a R450A.

4 Riferimenti bibliografici

1. United Nations, Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer, 1987. Riferimento: C.N.285.1988.TREATIES-15.
2. Intergovernmental Panel on Climate Change, Fifth Assessment Report (AR5), 2014.
3. United Nations, Kyoto Protocol to the United Nations Framework Convention on Climate Change, 1997. Riferimento: C.N.101.2004.TREATIES-1.
4. European Union, “Regulation (EU) No 517/2014 of the European Parliament and of the Council of 16 April 2014 on fluorinated greenhouse gases and repealing Regulation (EC) No 842/2006”, Official Journal of the European Union, 57 (2014), 195–229.
5. United Nations, Kigali Amendment to the Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer, 2016. Riferimento: C.N.872.2016.TREATIES-XXVII.2.f.
6. M.O. McLinden, A.F. Kazakov, J. Steven Brown, P.A. Domanski, “A thermodynamic analysis of refrigerants: possibilities and tradeoffs for Low-GWP refrigerants”, *Int. J. Refrig.*, 38-1 (2014), 80–92.
7. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, ASHRAE Standard 34: Standards for Natural and Mechanical Ventilation, New York, 1973.
8. A. Mota-Babiloni, J. Navarro-Esbrí, Á. Barragán, F. Molés, B. Peris, “Drop-in energy performance evaluation of R1234yf and R1234ze(E) in a vapor compression system as R134a replacements”, *Appl. Therm. Eng.*, 71 (2014), 259–265.
9. J. Navarro-Esbrí, J. M. Mendoza-Miranda, A. Mota-Babiloni, A. Barragán-Cervera, J. M. Belman-Flores, “Experimental analysis of R1234yf as a drop-in replacement for R134a in a vapor compression system”, *Int. J. Refrig.*, 36 (2013), 870–880.
10. J. Zhang, M. E. Mondejar, F. Haglind, “General heat transfer correlations for flow boiling of zeotropic mixtures in horizontal plain tubes”, *Appl. Therm. Eng.*, 150 (2019), 824–839.
11. C. Kondou, D. Baba, F. Mishima, S. Koyama, “Flow boiling of non-azeotropic mixture R32/R1234ze(E) in horizontal microfin tubes”, *Int. J. Refrig.*, 36 (2013), 2366–2378.
12. Z. Q. Yang, G. F. Chen, Y. X. Zhao, Q. X. Tang, H. W. Xue, Q. L. Song, M. Q. Gong, “Experimental study on flow boiling heat transfer of a new azeotropic mixture of R1234ze(E)/R600a in a horizontal tube”, *Int. J. Refrig.*, 93 (2018), 224–235.
13. A. Mota-Babiloni, J. Haro-Ortuño, J. Navarro-Esbría, Á. Barragán-Cervera, “Experimental drop-in replacement of R404A for warm countries using the low GWP mixtures R454C and R455A”, *Int. J. Refrig.*, 91 (2018), 136–145.
14. K. Schultz, M. Perez-Blanco, S. Kujak, “System Soft-optimization Tests of Refrigerant R-32, DR-5A, and DR-55 in a R-410A 4-ton Unitary Rooftop Heat Pump Cooling Mode Performance”, Air-conditioning, Heating and Refrigeration Institute (AHRI), Low-GWP Alternative Refrigerants Evaluation Program, Test report 56, 2015.
15. T.A. Jacob, E.P. Matty, B.M. Fronk, “Experimental investigation of in-tube condensation of low GWP refrigerant R450A using a fiber optic distributed temperature sensor”, *Int. J. Refrig.*, 103 (2019), 274–286.
16. C. Kondou, D. BaBa, F. Mishima, S. Koyama, “Flow boiling of non-azeotropic mixture R32/R1234ze(E) in horizontal microfin tubes”, *Int. J. Refrig.*, 36 (2013), 2366–2378.
17. H. Deng, M. Rossato, M. Fernandino, D. Del Col, “A new simplified model for condensation heat transfer of zeotropic mixtures inside horizontal tubes”, *Appl. Therm. Eng.*, 153 (2019), 779–790.

18. L. Wang, C. Dang, E. Hihara, "Experimental and theoretical study on condensation heat transfer of non-azeotropic refrigerant mixtures R1234yf / R32 inside a horizontal smooth tube". In: Proceedings of the International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue, West Lafayette (USA), 2012.
19. C. Kondou, F. Mishima, S. Koyama, "Condensation and evaporation of R32/R1234ze(E) and R744/R32/R1234ze(E) flow in horizontal microfin tubes", *Sci. Technol. Built Environ.*, 21-5 (2015), 564–577.
20. M. Azzolin, A. Berto, S. Bortolin, L. Moro, D. Del Col, "Condensation of ternary low GWP zeotropic mixtures inside channels", *Int. J. Refrig.*, 103 (2019), 77–90.
21. A. Berto, M. Azzolin, S. Bortolin, C. Guzzardi, D. Del Col, "Measurements and modelling of R455A and R452B flow boiling heat transfer inside channels", *Int. J. Refrig.*, 103 (2019), 271–284.
22. R. Mastrullo, A. W. Mauro, L. Viscito, "Flow boiling of R452A: heat transfer data, dry-out characteristics and a correlation", *Exp. Therm. Fluid Sci.*, 105 (2019), 247–260.
23. B. M. Fronk, S. Garimella, "Condensation of ammonia and high-temperature-glide ammonia/water zeotropic mixtures in minichannels – Part I: measurements", *Int. J. Heat Mass Transf.*, 101 (2016), 1343–1356.
24. M. Macdonald, "Condensation of Pure and Zeotropic Hydrocarbons in Smooth Horizontal Tubes", Georgia Institute of Technology, Atlanta (USA), 2015.
25. X. Gu, J. Wen, C. Wang, X. Zhang, S. Wang, J. Tu, "Condensation flow patterns and model assessment for R1234ze(E) in horizontal mini/macro-channels", *Int. J. Therm. Sci.*, 134 (2018), 140-159.
26. R. Mastrullo, A. W. Mauro, J. R. Thome, G. P. Vanoli, L. Viscito, "Critical heat flux: performance of R1234yf, R1234ze and R134a in an aluminum multi-minichannel heat sink at high saturation temperatures", *Int. J. Therm. Sci.*, 106 (2016), 1-17.
27. M. Matkovic, A. Cavallini, D. Del Col, L. Rossetto, "Experimental study on condensation heat transfer inside a single circular minichannel", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52 (2009), 2311-2323.
28. A. Cavallini, L. Doretti, M. Matkovic, L. Rossetto, "Update on Condensation Heat Transfer and Pressure Drop inside Minichannels", *Heat Transfer Engineering*, 27-4 (2006), 74–87.
29. M. Li, Q. Guo, J. Lv, D. Li, "Research on condensation heat transfer characteristics of R447A, R1234ze, R134a and R32 in multi-port micro-channel tubes", *Int. J. Heat Mass Transf.*, 118 (2018), 637–650.
30. D. Del Col, M. Bortolato, M. Azzolin, S. Bortolin, "Condensation heat transfer and two-phase frictional pressure drop in a single minichannel with R1234ze(E) and other refrigerants", *Int. J. Refrig.*, 50 (2015), 87-103.
31. A. Cavallini, J. S. Brown, D. Del Col, C. Zilio, "In tube condensation performance of refrigerants considering penalization terms (exergy losses) for heat transfer and pressure drop", *Int. J. Heat. Mass Transf.*, 53 (2010), 2885-2896.
32. D. Del Col, M. Azzolin, S. Bortolin, C. Zilio, "Two-phase pressure drop and condensation heat transfer of R32/R1234ze(E) non-azeotropic mixtures inside a single microchannel", *Science and Technology for the Built Environment*, 21:5 (2015), 595-606.
33. M. Li, C. Dang, E. Hihara, "Flow boiling heat transfer of HFO1234yf and R32 refrigerant mixtures in a smooth horizontal tube: Part I. Experimental investigation", *Int. J. Heat Mass Tran.*, 55 (2012), 3437–3446.
34. M. Azzolin, S. Bortolin, D. Del Col, "Flow boiling heat transfer of a zeotropic binary mixture of new refrigerants inside a single microchannel", *International Journal of Thermal Sciences*, 110 (2016), 83-95.
35. S. In, S. Baek, L. Jin, S. Jeong, "Flow boiling heat transfer of R123/R134a mixture in a microchannel", *Exp. Therm. Fluid Sci.*, 99 (2018), 474-486.

36. S. Bortolin, M. Azzolin, D. Del Col, "Flow boiling of halogenated olefins inside a square cross-section microchannel", *Sci. Technol. Built Environ.*, 22-8 (2016), 1238–1253.
37. EN ISO 4287, 1998. A1, Geometrical Product Specifications (GPS) - Surface Texture: Profile Method - Terms, Definitions and Surface Texture Parameters.
38. E. W. Lemmon, I. H. Bell, M. L. Huber, M. O. McLinden, NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties (REFPROP), Version 10.0, 2018.
39. M. Azzolin, S. Bortolin, D. Del Col, "Convective condensation at low mass flux: Effect of turbulence and tube orientation on the heat transfer", *Int. J. Heat Mass Transf.*, 144 (2019), 118646.
40. ISO, Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement (GUM), 2008.
41. D. Del Col, A. Bisetto, M. Bortolato, D. Torresin, L. Rossetto, "Experiments and updated model for two phase frictional pressure drop inside minichannels", *Int. J. Heat Mass Transf.*, 67 (2013), 326–337.
42. A. Cavallini, D. Del Col, M. Matkovic, L. Rossetto, "Frictional pressure drop during vapour-liquid flow in minichannels: Modelling and experimental evaluation", *Int. J. Heat Fluid Flow.*, 30 (2009), 131–139.
43. A. Paliwoda, "Generalized method of pressure drop calculation across pipe components containing two-phase flow of refrigerants", *Int. J. Refrig.*, 15 (1992), 119–125.
44. I. Idelchik, "Handbook of Hydraulic Resistance", Begell House, 1996.
45. J. O. Rawlings, S. G. Pantula, D. A. Dickey, "Applied Regression Analysis", Springer, New York, 1998.
46. S. Z. Rouhani, E. Axelsson, "Calculation of void volume fraction in the subcooled and quality boiling regions", *Int. J. Heat Mass Transf.*, 13 (1970), 383–393.
47. W. H. Press, B. P. Flannery, S. A. Teukolsky, W. T. Vetterling, "Numerical recipes", Cambridge University Press, New York, 2007.
48. D. Del Col, S. Bortolin, A. Cavallini, M. Matkovic, "Effect of cross sectional shape during condensation in a single square minichannel", *Int J Heat Mass Transf.*, 54 (2011), 3909-20.
49. E. Da Riva, D. Del Col, S.V. Garimella, A. Cavallini, "The importance of turbulence during condensation in a horizontal circular minichannel", *Int. J. Heat Mass Tran.*, 55 (2012), 3470–3481.
50. P. Toninelli, S. Bortolin, M. Azzolin, D. Del Col, "Effects of geometry and fluid properties during condensation in minichannels: experiments and simulations", *Heat Mass Transf.*, 55 (2019), 41–57.
51. S. Garimella, J. D. Killion, J.W. Coleman, "An experimentally validated model for two-phase pressure drop in the intermittent flow regime for noncircular microchannels", *J. Fluids Eng. Trans. ASME.*, 125 (2003), 887–894.
52. D. Jige, S. Kikuchi, H. Eda, N. Inoue, S. Koyama, "Two-phase flow characteristics of R32 in horizontal multiport minichannels: flow visualization and development of flow regime map", *Int. J. Refrig.*, 95 (2018), 156–164.
53. H. Li, P. Hrnjak, "Flow visualization of R1234ze(E) in a 0.643 mm microchannel tube", *Int. J. Heat Mass Tran.*, 136 (2019), 950–961.
54. H. Li, P. Hrnjak, "Flow visualization of R32 in parallel-port microchannel tube", *Int. J. Heat Mass Tran.*, 128 (2019), 1–11.
55. B. M. Fronk, S. Garimella, "In-tube condensation of zeotropic fluid mixtures: a review", *Int. J. Refrig.*, 36 (2013), 534–561.
56. B.M. Fronk, S. Garimella, "Condensation of ammonia and high-temperature-glide ammonia/water zeotropic mixtures in minichannels – Part I: measurements", *Int. J. Heat Mass Transf.*, 101 (2016), 1343–1356.

57. C.B. Tibirica, G. Ribatski, "Flow patterns and bubble departure fundamental characteristics during flow boiling in microscale channels", *Exp. Therm. Fluid Sci.*, 59 (2014), 152–165.
58. S. Bortolin, M. Bortolato, M. Azzolin, D. Del Col, "Comparative experimental procedures for measuring the local heat transfer coefficient during flow boiling in a microchannel", *Exp. Therm. Fluid Sci.*, 90 (2018), 231–245.
59. S. S. Bertsch, E. A. Groll, S. V. Garimella, "Effects of heat flux, mass flux, vapor quality, and saturation temperature on flow boiling heat transfer in microchannels", *Int. J. Multiphas. Flow*, 35 (2009), 142–154.
60. D. Shiferaw, T. G. Karayiannis, D. B. R. Kenning, "Flow boiling in a 1.1 mm tube with R134a: experimental results and comparison with model", *Int. J. Therm. Sci.*, 48 (2009), 331–341.
61. L. Yin, L. Jia, "Confined bubble growth and heat transfer characteristics during flow boiling in microchannel", *Int. J. Heat Mass Tran.*, 98 (2016), 114–123.
62. L. Yin, L. Jia, P. Guan, D. Liu, "Experimental investigation on bubble confinement and elongation in microchannel flow boiling", *Exp. Therm. Fluid Sci.*, 54 (2014), 290–296.
63. V. Dupont, J. R. Thome, A. M. Jacobi, "Heat transfer model for evaporation in microchannels. Part II: comparison with the database", *Int. J. Heat Mass Tran.*, 47 (2004), 3387–3401.
64. D. Del Col, S. Bortolin, L. Rossetto, "Convective boiling inside a single circular microchannel", *Int. J. Heat Mass Tran.*, 67 (2013), 1231–1245.
65. S. W. Churchill, "Friction factor equation spans all fluid-flow regimes", *Chem. Eng.*, 45 (1977), 91-92.
66. H. Blasius, "Das Ähnlichkeitsgesetz bei Reibungsvorgängen in Flüssigkeiten", *Forsch. Arb. Ing. Wes.*, 131 (1913).
67. A. Cavallini, D. Del Col, M. Matkovic, L. Rossetto, "Pressure Drop During Two-Phase Flow of R134a and R32 in a Single Minichannel", *ASME J. Heat Transfer*, 131:3 (2009), 033107.
68. D. Del Col, D. Torresin, A. Cavallini, "Heat transfer and pressure drop during condensation of the low GWP refrigerant R1234yf", *Int. J. Refrig.*, 33 (2010), 1307-1318.
69. D. Del Col, M. Azzolin, A. Bisetto, S. Bortolin, "Frictional Pressure Drop during Two-Phase Flow of Pure Fluids and Mixtures in Small Diameter Channels", *Int. J. Chem. React. Eng.*, 13:4 (2015), 493–502.

5 Abbreviazioni ed acronimi

A	area di scambio termico [m^2]
A^*	parametro della correlazione di Churchill [65], definito dalla (Eq. 46) [-]
B^*	parametro della correlazione di Churchill [65], definito dalla (Eq. 47) [-]
CF	fattore di copertura (<i>coverage factor</i>) [-]
c_p	calore specifico a pressione costante [$J\ kg^{-1}\ K^{-1}$]
D_i	diametro idraulico [m]
$(dp/dz)_f$	gradiente di pressione per attrito [$kPa\ m^{-1}$]
f	fattore di attrito [-]
G	portata specifica [$kg\ m^{-2}\ s^{-1}$]
GWP_{100}	Potenziale di Riscaldamento Globale (<i>Global Warming Potential</i>) nell'arco dei cento anni
h	entalpia specifica [$J\ kg^{-1}$]
h_{LG}	calore latente [$J\ kg^{-1}$]
HTC	coefficiente di scambio termico [$W\ m^{-2}\ K^{-1}$]
L	lunghezza [m]
\dot{m}	portata di massa [$kg\ s^{-1}$]
nTC	numero di termocoppie dell'acqua considerate per l'interpolazione [-]
p	pressione [Pa]
q	flusso termico [W]
q'	flusso termico specifico [$W\ m^{-2}$]
R^2	coefficiente statistico R quadro [-]
R^2_{adj}	coefficiente statistico R quadro corretto [-]
Ra	valore medio di rugosità superficiale [μm], definito in accordo con EN ISO 4287:1998/A1 [37]
Re	numero di Reynolds [-]
T	temperatura [K]
t	temperatura [$^{\circ}C$]
u_A	incertezza di tipo A
u_B	incertezza di tipo B
u_C	incertezza combinata
U_C	incertezza estesa
x	titolo di vapore termodinamico [-]
X	composizione massica di una miscela
y	funzione interpolante della temperatura dell'acqua nella sezione di misura da 0.96 mm
z	coordinata assiale lungo la direzione del deflusso

Simboli greci:

Δp	caduta di pressione [Pa]
ΔT	differenza di temperatura [K]
ΔT_{ml}	differenza di temperatura media logaritmica [K]
ΔT_{sw}	differenza di temperatura saturazione-parete [K]
θ	generica grandezza misurata direttamente
λ	conducibilità termica [$W\ m^{-1}\ K^{-1}$]
μ	viscosità dinamica [Pa s]
ξ	generica grandezza ricavata indirettamente
ρ	densità [$kg\ m^{-3}$]
σ	tensione superficiale [$N\ m^{-1}$]

Pedici:

acqua	acqua
Blasius	correlazione di Blasius [66] per il fattore di attrito
Churchill	correlazione di Churchill [65] per il fattore di attrito
in	ingresso
LS	liquido saturo
medio	in posizione centrale nel settore (con riferimento alla sezione sperimentale da 3.38 mm)
MS	sezione di misura
out	uscita
PS	pre-sezione
ref	refrigerante
sat	saturazione
sub	sottoraffreddato
VS	vapore saturo
wall	parete

Curriculum scientifico del gruppo di lavoro impegnato nell'attività

Marco Azzolin ha conseguito la Laurea magistrale in Ingegneria Energetica presso l'Università degli Studi di Padova nel 2012 e il Dottorato di Ricerca nel 2016. Durante il periodo di dottorato è stato Visiting student presso il Laboratoire Plasma et Conversion d'Energie, University Toulouse III Paul Sabatier e presso il Phase Change Heat Transfer Laboratory, Department of Mechanical Engineering, University of Maryland. Svolge la sua attività di ricerca come assegnista nel gruppo di ricerca Sustainable Thermal Energy Technologies (STET) del Dipartimento di Ingegneria Industriale (Università degli Studi di Padova). Durante l'attività di ricerca si è occupato di numerose tematiche tra cui: studio della condensazione e della vaporizzazione con fluidi a basso Global Warming Potential e in minicanali, modellazione e progettazione di pompe di calore reversibili a doppia sorgente (aria e terreno o elioassistite). Autore o co-autore di numerosi articoli scientifici su riviste internazionali o presentati a convegni nazionali/internazionali (36 documenti presenti sul database Scopus).

Stefano Bortolin è Ricercatore a tempo determinato di tipo B presso il Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università degli Studi di Padova dove insegna il corso di Fisica Tecnica per la Laurea in Ingegneria Meccanica. Ha conseguito il Dottorato di Ricerca in Ingegneria Industriale, Indirizzo Fisica Tecnica, nel 2010 (Università degli Studi di Padova). Nel 2017 è stato Visiting Researcher presso il Laboratoire Plasma et Conversion d'Energie, Università di Tolosa III Paul Sabatier. La sua attività di ricerca riguarda lo studio sperimentale e numerico dello scambio termico durante la condensazione e la vaporizzazione. Ha investigato l'effetto della gravità durante la condensazione collaborando a due esperimenti realizzati in volo parabolico (ESA, European Space Agency). Si è inoltre interessato allo studio della vaporizzazione all'interno di microcanali in silicio per raffreddamento di componenti elettronici (in collaborazione con CERN, Genève). Si sta occupando della promozione della condensazione a gocce su superfici con bagnabilità modificata. Ha inoltre lavorato alla modellizzazione e progettazione di pompe di calore innovative. È autore di oltre 100 articoli scientifici pubblicati su riviste internazionali e negli atti di congressi e di due capitoli su libro.

Michele Gaion ha conseguito la Laurea magistrale in Ingegneria meccanica presso l'Università degli Studi di Padova nel 2019 dove successivamente nell'ambito di una borsa di studio si è occupato dello studio sperimentale dello scambio termico con nuovi fluidi refrigeranti all'interno di minicanali e pompe di calore.

Lorenzo Moro consegue la laurea in Ingegneria Civile presso l'Università di Padova con il punteggio 110 / 110 e la lode ed inizia una collaborazione con il Dipartimento di Fisica Tecnica nello studio della modellistica dei materiali isolanti. Nel 1996 risulta vincitore di un concorso per Ricercatore presso il Dipartimento di Fisica Tecnica dell'Università degli Studi di Padova. Nel Luglio 1997 consegue il titolo di Dottore di Ricerca in Energetica. Svolge ininterrottamente dal 1998 attività di insegnamento presso il Dipartimento di Fisica Tecnica per affidamento e aggregazione del corso di Fisica Tecnica Ambientale per allievi ingegneri edili. La maggior parte dell'attività di ricerca è stata sviluppata nell'ambito di programmi di ricerca nazionali o programmi di ricerca finanziati dall'Unione Europea. Lorenzo Moro è autore o co-autore di numerosi articoli scientifici pubblicati su riviste nazionali ed internazionali o presentate a convegni nazionali ed internazionali.

Davide Del Col è professore ordinario all'Università di Padova, dove insegna il corso di Energie rinnovabili alla Laurea magistrale in Ingegneria energetica e il corso di Refrigeration and heat pump technology ad Ingegneria meccanica. Dottore di Ricerca in Energetica, Università di Padova, dal 20/1/1999. Visiting Scholar presso Pennsylvania State University, USA, 1998. Membro di Commission B1 (Thermodynamics & transfer processes), International Institute of Refrigeration, Parigi. Membro di Committee K-13 (Multiphase Heat Transfer), ASME (American Society of Mechanical Engineers). Membro del Comitato Direttivo e Segretario di UIT (Unione Italiana Termofluidodinamica). Responsabile del Laboratorio di Trasmissione del calore con fluidi in cambiamento di fase e del Laboratorio di conversione di energia solare presso il Dipartimento di Ingegneria Industriale, Università di Padova. Coordinatore scientifico del progetto internazionale dell'ESA su Condensazione in microgravità (16 partner da Europa e Canada). Dal 2020 è

presidente del corso di studio della laurea magistrale in Ingegneria Energetica. Autore di oltre 200 pubblicazioni scientifiche con oltre 150 documenti citati su Scopus e $h_index=34$.